

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



TESIS

**ANÁLISIS DE VARIACIONES GEOMÉTRICAS EN EL DESEMPEÑO
TERMOHIDRÁULICO DE EVAPORADORES DOMÉSTICOS CON
CRECIMIENTO DE ESCARCHA**

POR:

OSCAR MARIO CHAPA CONTRERAS

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN
ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

NOVIEMBRE 2015

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



TESIS

ANÁLISIS DE VARIACIONES GEOMÉTRICAS EN EL DESEMPEÑO
TERMOHIDRÁULICO DE EVAPORADORES DOMÉSTICOS CON
CRECIMIENTO DE ESCARCHA

POR:
OSCAR MARIO CHAPA CONTRERAS

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN
ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

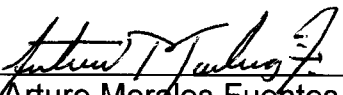
ASESOR: DR. ARTURO MORALES FUENTES
CO-ASESOR: MIGUEL GARCÍA YERA

NOVIEMBRE 2015


Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado

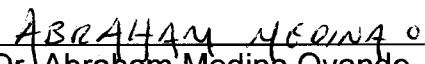
Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la tesis **"Análisis de variaciones geométricas en el desempeño termohidráulico de evaporadores de refrigeradores domésticos con crecimiento de escarcha"** realizada por el estudiante Oscar Mario Chapa Contreras con número de matrícula 1389561, sea aceptada para su defensa en opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.


El Comité de Tesis


Dr. Arturo Morales Fuentes
Asesor


M.C. Miguel García Yera
Co-Asesor


Dr. Simón Martínez Martínez
Revisor


Dr. Abraham Medina Ovando
Revisor


Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, N. L. 13 de Noviembre del 2015

Agradecimientos

Primeramente a mis abuelos: Soledad Contreras Arellano y Luis Escalante Contreras, quienes nunca dejaron de procurarme y han brindado todo su apoyo a lo largo de mi vida entera.

Dr. Arturo Morales Fuentes, dedicado y excepcional asesor sin el cual no estuviera dando este último paso. Gracias por motivar, ayudar, corregir, exigir y guiar este viaje.

Al Dr. Santos Méndez Días, profesor y amigo de quien aprendo ciencia y sobre la vida.

Miembros del programa de la maestría como el Dr. Simón Martínez Martínez, Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz, Dra. Elvira Martínez García, Dr. Jaime Armendáris, Dr. Oscar De La Garza De León, M.C. Hugo Ramírez y el M.C. Miguel Yera, gracias por sus enseñanzas en cada una de las clases impartidas.

Mis amigos, compañeros y colegas de generación: Víctor, César, Adolfo y Luis, personas extraordinarias que hicieron esta estancia más amena.

Demás amigos que se conformaron con el paso de los días: los voladores Yonatan Loredó, Carlos Uder, Réne Mondragón, Ricardo Banda, Rosario Rodríguez y Adrián Martín; Jesús Nazario, Valery Garza, Enrique Camacho, Jessica Casanova, Mayra Mendoza, Milton, Omar y Andrés el Inmortal.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo brindado mediante la beca número 372543 y al proyecto de investigación de ciencia básica “Determinación termohidráulica de intercambiadores de calor tipo tubo y aleta bajo condiciones de escarchamiento” con clave 179181 por el complemento de beca de Agosto a Noviembre con número de becario 22956.

RESUMEN

El uso eficiente de la energía es uno de los temas principales en años recientes. En el país, el consumo de electricidad en el sector doméstico representa el 25.4%, y de este el 29% es debida al uso de refrigeradores. Un intercambiador de calor tipo tubo y aleta operando como evaporador a temperaturas por debajo del punto de congelación del agua origina la formación de escarcha por el lado donde circula aire húmedo. La formación de escarcha ocurre por la deposición de pequeños fragmentos de hielo sobre la superficie fría, resultado del cambio de fase de vapor a sólido. La escarcha se deposita tanto en el área externa del tubo como en la de las aletas que lo rodean, obstruyendo el paso del aire e interviniendo en el rendimiento térmico del equipo. En este estudio se hace un análisis de variaciones geométricas de los evaporadores utilizados en refrigeradores domésticos, y se buscan configuraciones que permitan la operación del ciclo por más tiempo antes de la etapa de deshielo. En este estudio, se determina la distribución de flujo de aire en intercambiadores de calor tipo tubo y aleta con áreas de flujo variable. Se calculan las propiedades físicas y grosor de escarcha bajo condiciones de operación locales en cada uno de los segmentos en que se divide el evaporador. Se analiza el tiempo de operación en el cual el área libre de flujo entre aletas se reduce un porcentaje del área inicial tal que, la operación del equipo se ve comprometido. Se evalúa la disminución de la transferencia de calor y el aumento de la caída de presión en un evaporador tipo tubo y aleta continua a medida que crece la escarcha. Se identificaron las configuraciones que permitan un mayor tiempo de operación entre ciclos de deshielo mediante simulaciones termohidráulicas que muestran la relación de bloqueo de cada canal.

Índice

1	Introducción	1
1.1	Motivación	3
1.2	Objetivos	5
1.2.1	Objetivo General	5
1.2.2	Objetivos Específicos.....	5
1.3	Hipótesis.....	5
2	Antecedentes	7
2.1	Transferencia de Calor	8
2.1.1	Difusión de calor	9
2.1.2	Convección de Calor.....	11
2.2	Intercambiadores de calor	12
2.2.1	Intercambiadores de Calor Compactos.....	13
2.3	Transferencia de Masa.....	18
2.3.1	Difusión.....	18
2.3.2	Convección	19
2.4	Etapas de la Formación de Escarcha.....	20
2.4.1	Formación del Cristal	21
2.4.2	Crecimiento.....	22
2.4.3	Densificación	22
2.5	Propiedades de la escarcha	23
2.5.1	Porosidad y Tortuosidad	24
2.5.2	Densidad.....	25
2.5.3	Conductividad térmica	26
2.6	Crecimiento de escarcha en geometrías simples.....	28
2.7	Intercambiadores de Calor con Formación de Escarcha.....	28
2.7.1	Resistencia térmica e hidráulica	29
3	Metodología	31
3.1	Condiciones de entrada.....	31
3.2	Propiedades del aire húmedo.....	32
3.3	Geometría	36
3.4	Caída de presión.	38

3.5	Distribución del flujo de aire por canal.....	40
3.6	Método segmento a segmento	42
3.7	Modelo de formación de escarcha	42
3.7.1	Aire	42
3.7.2	Interfase Aire-Escarcha	43
3.7.3	Capa de Escarcha	43
3.7.4	Aleta.....	44
3.8	Condiciones Frontera	44
4	Resultados	46
4.1	Condiciones de operación	46
4.2	Geometría	47
4.3	Análisis de geometría con espacios homogéneos	49
4.4	Distribución de aletas creciente.....	55
4.4.1	Distribución decreciente de aletas	58
4.5	Efecto del área de transferencia.....	60
4.5.1	Área de transferencia aumentada a 15 Canales.....	61
4.5.2	Arreglo de 20 Canales	62
4.5.3	Aleta extendida	64
4.5.4	Distribución de aletas creciente para 15 y 20 canales	67
4.5.5	Distribución de aleteas decreciente para 15 y 20 canales	71
4.6	Discusión de resultados	76
5	Conclusiones	78

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Muchos de los electrodomésticos como refrigeradores, dispensadores de agua, frigobares y aires acondicionados operan en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor como se muestra en la Figura 1.1. El evaporador retira una carga térmica equivalente al calor latente de vaporización del refrigerante (proceso 1-2). El vapor saturado se comprime hasta una presión donde la temperatura sea lo suficientemente alta para rechazar calor al medio (proceso 2-3). El condensador rechaza calor al medio equivalente al calor latente de condensación (proceso 3-4) y finalmente la válvula de estrangulamiento permite una caída de presión para una evaporación instantánea (proceso 4-1).

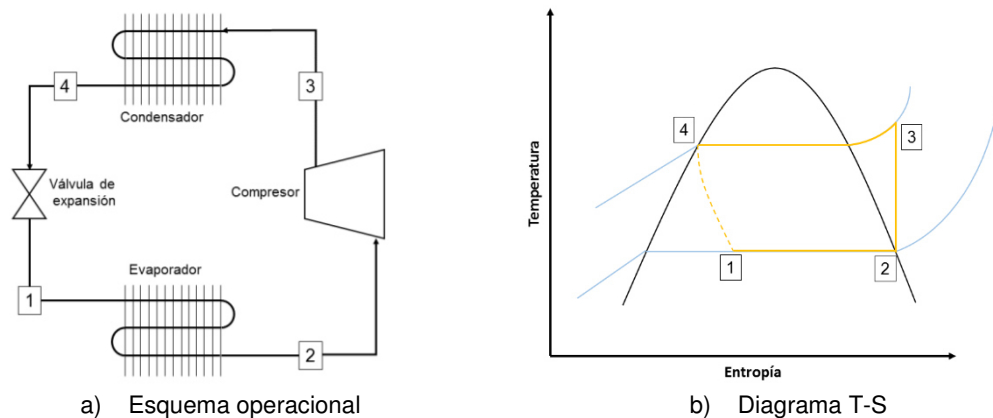


Fig. 1-1. Ciclo de refrigeración por compresión visto como a) equipos del ciclo de operación y b) diagrama del ciclo ideal de refrigeración por compresión.

Existe una gran variedad de refrigerantes el cual se selecciona por sus propiedades como calor latente, aplicación, niveles de temperatura deseados y

toxicidad. De entre la amplia gama de posibilidades, el R-134a es el más utilizado en aires acondicionados y refrigeradores domésticos.

El evaporador es un intercambiador del tipo compacto donde su principal característica es una gran área superficial para transferencia de calor por unidad de volumen. Consta de tubos mecánicamente expandidos en un bloque de aletas continuas paralelas como se muestra en la Fig. 1-2. Las aletas tienen como función aumentar el área de transferencia de calor entre el aire y el refrigerante. Sin embargo al reducir el espacio entre estas, se reduce el área de flujo por donde circula el aire aumentando su caída de presión.



Fig. 1-2. Evaporador de refrigerador doméstico.

Dado que la operación del evaporador mantiene la temperatura de la superficie por debajo de la temperatura de congelación del agua, el aire húmedo al acercarse a la superficie y disminuir su temperatura, se satura ocasionando que parte del vapor de agua se condense sobre la superficie, transformándose rápidamente en escarcha. La escarcha se deposita tanto en el área externa del tubo como en la de las aletas que lo rodean, obstruyendo el paso libre del aire y actuando como resistencia térmica en la transferencia de calor. Con el paso del tiempo la capa de escarcha va creciendo hasta tapar los canales por donde circula el aire, obligando a un proceso de deshielo. Por lo general en los refrigeradores domésticos se incluye una resistencia eléctrica que opera a intervalos de tiempo y ayuda a fundir la escarcha con mayor rapidez. Por otro lado la energía térmica suministrada

tendrá que ser retirada en el siguiente ciclo de operación, impactando en la eficiencia del ciclo de refrigeración.

1.1 Motivación

El uso eficiente de la energía es uno de los temas principales en años recientes debido a la disminución y al aumento en el consumo de los recursos energéticos no renovables, que en la actualidad son la fuente principal de transformación de energía en el mundo, cuestionando la manera en como hasta ahora se han utilizado.

Aspectos como el desarrollo de nuevas tecnologías y la optimización de las ya existentes, son metas que tienen todas las compañías relacionadas con el aprovechamiento de la energía, con el fin de consolidarse en el mercado. Actualmente compañías involucradas en la producción de electrodomésticos se apegan a regulaciones relacionadas al consumo de energía y aspectos ambientales. El consumo de energía es el resultado del incremento en el nivel de confort que se presenta en el sector residencial. Dentro de los electrodomésticos, el refrigerador es uno de los dispositivos más manufacturados debido al uso esencial en los hogares. En la actualidad, el método más ampliamente usado en la generación de frío es la compresión de vapor, la cual representa un alto porcentaje de consumo energético. Después de la iluminación, el refrigerador es el segundo mayor consumidor de energía, como se observa en la Fig. 1-3. Por lo que la industria de la refrigeración busca continuamente la implementación de nuevas tecnologías que contribuyan a mejorar la eficiencia energética manteniendo la prestación frigorífica.

A lo largo del año 2013 el sector doméstico registró un consumo eléctrico aproximado de 52,500 Gigawatts-hora, que representa el 25.4% del consumo total en el país, como se observa en la Fig. 1-4. De esa cantidad de electricidad

consumida en los hogares, 29% es debida al uso de refrigeradores, representado en la Fig. 1-3.

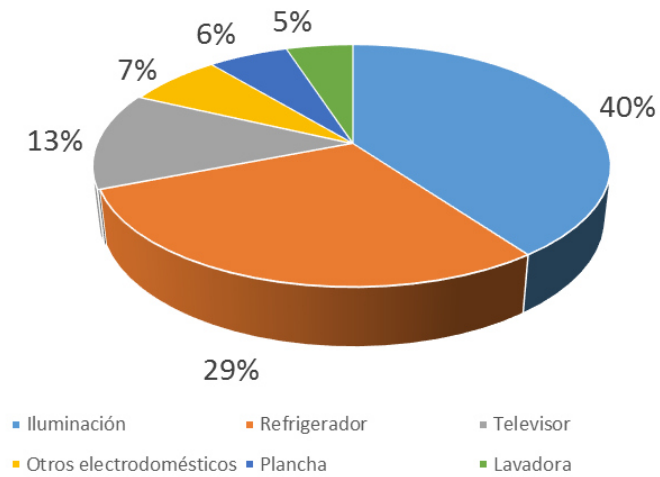


Fig. 1-3. Consumo anual de electricidad (en GWH) en diferentes electrodomésticos dentro del sector doméstico [1].

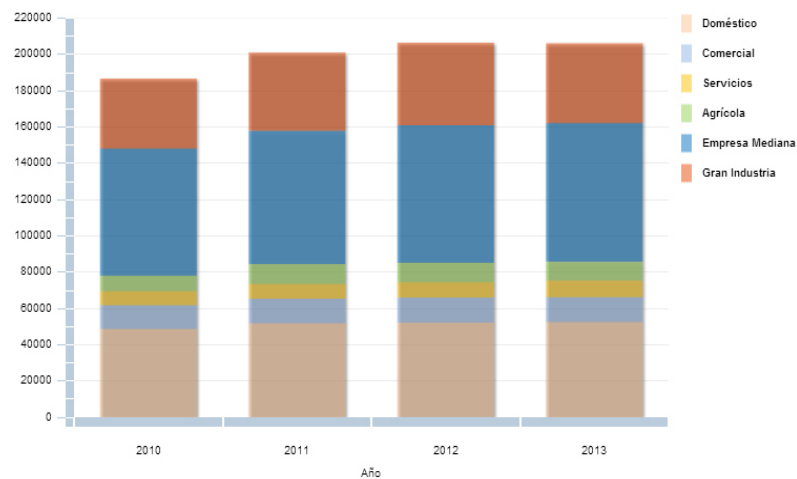


Fig. 1-4. Distribución de energía en los diferentes sectores del país [2].

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

- Evaluar el tiempo de operación entre periodos de deshielo para un evaporador de refrigerador doméstico con diferentes configuraciones de aletas que permitan un crecimiento de escarcha que lleven a una reducción en consumo de energía.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Determinar la distribución de flujo de aire en un intercambiador de calor tipo tubo y aleta con áreas de flujo variable.
- Calcular las propiedades físicas y grosor de escarcha bajo condiciones de operación locales.
- Analizar el tiempo de operación en el cual el área libre de flujo entre aletas se reduce un porcentaje de área inicial.
- Evaluar la transferencia de calor y caída de presión en un evaporador tipo tubos y aletas continuas a medida que crece la escarcha.
- Identificar las configuraciones y condiciones de operación que permitan un mayor tiempo de operación entre ciclos de deshielo mediante una simulación termohidráulica.

1.3 Hipótesis

Es posible reducir el consumo de energía de un refrigerador doméstico, mediante la ampliación entre periodos de deshielo en el evaporador, una vez identificadas las configuraciones que permita la distribución de escarcha uniforme.

El movimiento del aire en refrigeradores domésticos se realiza por un abanico localizado en la parte central de la geometría. El flujo de aire será mayor en las

regiones cercanas y menor en las lejanas, originando una transferencia de calor y formación de escarcha no homogénea a lo largo del evaporador. A medida que la escarcha crece la distribución de flujo de aire entre las aletas se modifica afectando de manera diferente cada sección. En base a determinación de caídas de presión es posible determinar el flujo de aire por cada canal, la transferencia de calor y la formación de escarcha en diferentes secciones del intercambiador de calor. El tiempo al cual se programa un proceso de deshielo se puede retrasar al identificar distribuciones de aleta que permitan un crecimiento homogéneo de escarcha y así evitar introducir carga térmica adicional mediante resistencia eléctrica. Con esto se reduce los consumos de energía y mejora la eficiencia del ciclo.

CAPÍTULO 2

ANTECEDENTES

Para llevar a cabo un buen uso de la energía es necesario conocer la manera en que esta se comporta. Existen muchas formas en que esta se manifiesta, como puede ser: la energía mecánica, dividida en energía cinética y energía potencial para representar el trabajo que puede realizar la materia debido a su estado de movimiento o reposo y su posición en el espacio; la energía luminosa, la cual es la energía transportada en forma de ondas; la energía química, representada por los enlaces atómicos que mantienen unidas a las moléculas y se hace notar cuando se mezclan dos sustancias capaces de reaccionar entre ellas; la energía nuclear, que tiene que ver con la adición o sustracción de neutrones en el núcleo del átomo; la energía eléctrica, denotada por un flujo de electrones generalmente a través de metales, la energía magnética, relacionada con la configuración electrónica de los materiales y la orientación de los electrones, y la energía térmica, representada por la transferencia de calor entre cuerpos debido los cambios de temperatura en la materia. Todos estos tipos de energía se engloban en una división conocida como energía macroscópica, mientras que las formas de energía relacionadas con la estructura y grado de actividad molecular se conocen como energías microscópicas, donde pertenece la energía interna, la suma de las energías cinética y potencial moleculares, mejor vistas en sus formas de calor sensible y calor latente y en la velocidad promedio de las moléculas y las fuerzas que ejercen entre sí las moléculas de un sistema, respectivamente. La manera de

medir la transferencia de energía es por alguna, o ambas, de sus representaciones: en forma de calor o por trabajo.

Como ya se mencionó en el capítulo anterior, este trabajo se centrará en el estudio de la energía térmica, aplicada en equipos que tienen como principio de funcionamiento la transferencia de este tipo de energía conocidos como intercambiadores de calor. A continuación se presentan las particularidades que describen tanto al fenómeno de transferencia de energía térmica como a los equipos de intercambio de calor, específicamente del tipo compactos.

2.1 Transferencia de Calor

La transferencia de calor es debida a una diferencia de temperaturas que puede ser en un solo cuerpo o entre dos o más cuerpos que entran en contacto.

Dentro de la transferencia de energía se contemplan dos tipos de interacciones energéticas, la transferencia de energía por trabajo y la transferencia de energía en forma de calor, expresado en la primera ley de la termodinámica [3]. La ecuación (2.1) representa un sistema cerrado en el cual dE es el cambio en la energía del sistema Q el calor y W el trabajo.

$$dQ - dW = dE \quad (2.1)$$

Expresado de manera transitoria, el cambio de energía en el sistema en un cierto tiempo está relacionado con las velocidades netas de transferencia de calor y trabajo como se muestra en la ecuación (2.2).

$$q - w = \frac{dE}{dt} \quad (2.2)$$

La definición fenomenológica de la transferencia de calor indica que esta es iniciada debido a una diferencia de temperaturas entre el sistema de análisis y sus alrededores. El objetivo del estudio de la transferencia de calor es describir con precisión la manera en que esta diferencia de temperaturas afecta la magnitud de la velocidad de transferencia de calor del sistema. Otros factores que influyen en

la velocidad de transferencia de calor son: las propiedades termofísicas de la materia, la forma, el tamaño, y la fluidez. La transferencia de calor finaliza ($q = 0$) en el momento en el que la temperatura entre el sistema y el ambiente son iguales, alcanzando lo que se conoce como equilibrio térmico.

2.1.1 Difusión de calor

El detonante para transferir calor es la existencia de una diferencia de temperatura pero, ¿Cuánto calor es el que se va a transferir? Delimitando el problema y simplificándolo a tal grado que solo interfieran ciertas variables, se toma una barra sólida aislada en todas las superficies de sus caras. Si la cara de un extremo de este sólido se calienta tendrá una disminución de temperatura conforme nos alejemos de este extremo, corroborando que una diferencia de temperatura promueve la transferencia de calor y además se forma una distribución de temperatura a lo largo de este cuerpo pasando de la más alta en el extremo donde se aplica calor hasta lo más frío en el otro extremo. Si las dimensiones de la barra aumentan, conservando la diferencia de temperatura, también aumenta la cantidad de calor transferido. Ahora, si cambiamos el material de la barra, el perfil de temperatura a lo largo de esta es diferente al de la barra original derivado de la propiedad conductividad térmica k . Un valor elevado de conductividad térmica indica que el material es un buen conductor de calor, como en el caso de los metales. Un valor bajo indica que es un pobre conductor de calor o aislante térmico, como los materiales cerámicos. Con todas estas variables se crea la ley de Fourier de la conducción de calor. La ecuación (2.3) describe el flujo de calor unidimensional a través de un material homogéneo.

$$q = -k A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.3)$$

Se considera conducción de calor al modo de transferencia de energía desde las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia como resultado de las interacciones entre estas. El mecanismo físico de la conducción

se encuentra asociado a las colisiones y la difusión de energía de las moléculas durante su movimiento aleatorio.

Una aleta de un intercambiador de calor cuenta con su propia conductividad térmica, área de sección transversal, espesor de aleta y un diferencial de temperatura entre la base (la temperatura del refrigerante) y la punta. Se determina una temperatura promedio mediante el uso de la eficiencia de aleta.

La capa de escarcha es una zona variable con el tiempo, y por lo tanto, la cantidad de calor que se transfiere por conducción. A medida que el espesor de escarcha aumenta, la conductividad térmica cambia. Al inicio la escarcha es muy porosa, afectando gravemente a la conductividad térmica por los espacios de aire que se forman dentro de esta. Conforme se desarrolla el fenómeno estos espacios de aire se comienzan a llenar por cristales de hielo, debido a la difusión del vapor de agua dentro de la capa y alcanzan el punto de ablación para transformarse en hielo.

La capa de escarcha actúa como una resistencia térmica, disminuyendo la cantidad de calor que se transfiere debido al aumento en la temperatura de superficie y su baja conductividad térmica. Consecuente la temperatura que se alcanza sobre la aleta se aproxima más a la temperatura del refrigerante por la resistencia térmica adicional.

La conductividad térmica de la capa de escarcha se encuentra en función de su densidad, y la de la aleta es aproximadamente constante del material comúnmente aluminio.

La conductividad térmica por si sola únicamente indica la resistividad de un material. La relación con la capacidad calorífica (\hat{c}_p) y la densidad (ρ) del material resulta en la difusividad térmica presentada en la ecuación (2.4). Esta representa la fluidez de calor por lo que un valor indica que el calor fluye por el material mientras que un valor bajo puede indicar que el calor quedará mayormente almacenado o no se transfiere con tanta facilidad.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \hat{c}_p} \quad (2.4)$$

La conductividad térmica del fluido (aire húmedo) no se utiliza para calcular una transferencia de calor por conducción debido a que es muy baja comparada con la transferencia que se tiene por su movimiento, pero si es requerida en parámetros que relacionan a los fenómenos de transporte, como el número de Prandtl, el cual compara la difusión de cantidad de movimiento (ν) con la difusión de calor (α) como se muestra en la ecuación (2.5).

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.5)$$

2.1.2 Convección de Calor

La transferencia de calor por convección se presenta en materiales en los cuales sus partículas tienen la facilidad de fluir, como en líquido y gases. Además existe una interacción directa entre el flujo del fluido y un elemento sólido con el cual se intercambia calor. En este tipo de transferencia de calor las características del flujo, como la velocidad y el régimen de flujo, son las de mayor impacto. La interacción entre la superficie sólida inmóvil y el fluido en movimiento genera una cubierta conocido como la capa limite, zona que recubre la pared sólida y donde se extienden gradientes de concentración (mayor en la pared por la no fluidez del sólido), cantidad de movimiento (velocidad cero en la pared y la de la corriente libre en el otro extremo) y temperatura (desde la del fluido hasta la de la pared).

El coeficiente de transferencia de calor por convección (h) es el parámetro donde se concentra la influencia de las características de flujo y la geometría sólida. El calor transferido resulta del diferencial de temperatura y el área de contacto como se muestra en la ecuación (2.6).

$$q = h A \Delta T \quad (2.6)$$

2.2 Intercambiadores de calor

Cuando se requiere calentar o enfriar alguna sustancia sin mezclarla con otra es necesario utilizar un intercambiador de calor. Los dispositivos de este tipo evitan problemas como la posible reacción entre la sustancia fría y la caliente, existe una amplia gama de tecnologías para tareas específicas. Tienen una amplia versatilidad de diseño tanto en geometrías como en el uso de materiales para su construcción y operación. También existen intercambiadores de calor capaces de mezclar las sustancias de trabajo sin afectar sus condiciones físicas, pero su uso depende de la inmiscibilidad natural de una sustancia con la otra. En estos casos la transferencia de calor se lleva a cabo debido a la interacción entre las moléculas de las sustancias, siendo estos intercambiadores de calor de contacto directo.

La razón principal de la creación de un intercambiador de calor es promover la transferencia de calor entre dos o más fluidos que se encuentran a diferente temperatura. El mejorar la transferencia de calor mediante un aumento en el área de transferencia conlleva a repercusiones negativas como el aumento en la caída de presión. Dentro del diseño es necesario calcular la potencia de bombeo requerida para hacer circular los fluidos a lo largo de los ductos que conforman al dispositivo.

La diversidad de tecnologías que existen en la actualidad en el tema de los intercambiadores de calor proviene de años de investigación tratando de optimizar de manera específica los muchos procesos que requieren de una mejora tanto energética como de dimensiones y tiempo de operación. Una manera de clasificar los intercambiadores de calor es por medio del arreglo de los flujos manejados. Las tres principales ramas son: flujo paralelo, flujo contracorriente, y flujo cruzado. En el flujo paralelo las entradas de las corrientes se encuentran posicionadas del mismo lado del intercambiador de calor, teniendo así la mayor diferencia de temperatura a la entrada. En el flujo contracorriente las entradas de los flujos se

encuentran en extremos opuestos del equipo, provocando una distribución de temperatura más homogénea a lo largo del dispositivo.

El flujo cruzado puede subdividirse dependiendo del arreglo que tenga cada sección por donde circulan los fluidos. Un efecto de mezclado se presenta si el canal por donde atraviesa el flujo no cuenta con divisiones paralelas a la dirección de la corriente, mientras que teniendo estas se forman mini canales que dividen el flujo. Considerar al flujo como mezclado depende de las dimensiones del canal, la velocidad de la corriente y el grado de propagación.

Otra característica importante a considerar en el arreglo de los flujos es el número de pasos que estos tendrán. Si la corriente del fluido pasa una sola vez a lo largo de todo el volumen del intercambiador de calor se dice que es de paso sencillo, mientras que si llegase a circular más de una vez por el volumen del intercambiador de calor es de pasos múltiples.

Dentro de la parte geométrica es necesario identificar ciertos factores comúnmente utilizados en el diseño de intercambiadores de calor con los que se comparan las dimensiones del equipo con su rendimiento térmico e hidráulico. Estos factores se obtienen a partir de datos de diseño de las superficies de cada uno de los dos lados y por lo general se obtienen de manera experimental.

2.2.1 Intercambiadores de Calor Compactos

La necesidad de intercambiadores de calor cada vez más ligeros, pequeños y económicos han conducido al desarrollo de los intercambiadores de calor compactos. Se utilizan principalmente en las áreas de automovilismo, acondicionamiento de aire, enfriamiento de electrónicos, criogenia, etc.

Las principales características que distinguen a un intercambiador de calor compacto son:

- Cuenta con superficies extendidas (aletas).

- Su grado de compactación (α) se encuentra por encima de los 500 m²/m³, en al menos un lado de los fluidos.
- Uno de los fluidos es un gas.
- La caída de presión es tan importante como la transferencia de calor.
- La contaminación del fluido generalmente no es un problema.
- Flexibilidad de diseño en la distribución de área tanto del lado caliente como del frío.
- El arreglo de los flujos en la mayoría de estos intercambiadores es de un paso (mínimo para uno de los fluidos) a flujo cruzado.

En la Fig. 2-1 se muestra un intercambiador compacto del tipo tubos y aletas, geometría utilizada en los evaporadores de refrigeradores domésticos. Por la parte de los tubos circula refrigerante el cual cambia de fase y a través de las aletas aire.

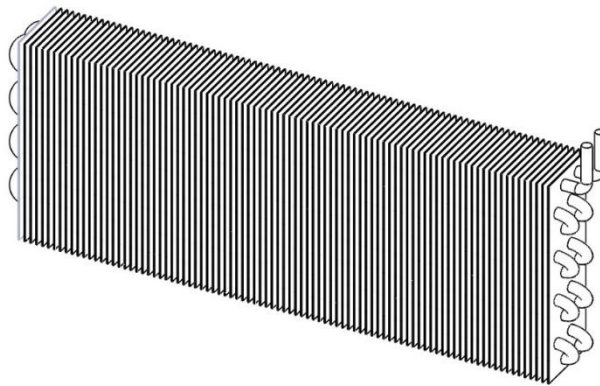


Fig. 2-1. Geometría típica de un intercambiador de calor compacto tipo tubo y aleta

El diseño de un intercambiador de calor requiere especificaciones de muchos parámetros como: el volumen total disponible para crear el intercambiador de calor, el diámetro de los tubos, el número de filas y columnas que tendrá el trayecto del serpentín, el espacio transversal y longitudinal entre los tubos, la alineación de los tubos (en línea o desplazados), el espacio entre aletas, el espesor de aleta y el tipo de aleta (plana, circular, perno, etc.), entre otras características.

2.2.1.1 Superficies extendidas

Respecto al tema del área de transferencia, existe una gran variedad de opciones con las que se cuenta para diseñar un intercambiador de calor compacto. La geometría más común utiliza tubos es circular, aunque también se utilizan de forma elíptica y rectangular con esquinas devanadas conocidos como tubos planos. Las aletas ocupan aproximadamente el 80% del área total de transferencia de calor en intercambiadores de calor [4].

La superficie extendida se encuentra unida al tubo y la transferencia de calor entre estos es por conducción. La aleta adquirirá la temperatura del tubo si no intercambia calor con algún fluido a su alrededor. Si existe una transferencia, se desarrolla un perfil de temperatura. La cantidad de calor se determina mediante un parámetro conocido como eficiencia de aleta.

Los tubos de un intercambiador de calor se posicionan de manera lineal, como en la Fig. 2-2a, o de forma desplazada, como en la Fig. 2-2b. El método de Schmidt [5, 6] busca tratar mediante un radio característico y una longitud característica asemejar la eficiencia de una aleta plana como si fuera una aleta circular. Se requiere medir la distancia longitudinal y transversal entre tubos respecto a la dirección del flujo de aire.

En el caso de un arreglo de tubos en línea, los coeficientes incluidos dentro de la ecuación (2.7) del radio característico del método de Schmidt se calculan mediante las ecuaciones (2.8) y (2.9).

$$\frac{r_c}{r_o} = 1.28 * \lambda * (\beta - 0.2)^{0.5} \quad (2.7)$$

$$\lambda = \frac{M}{r_o} = \frac{(X_T / 2)}{r_o} \quad (2.8)$$

$$\beta = \frac{L}{M} = \frac{X_L}{X_T} \quad (2.9)$$

Para un arreglo de tubos desplazados, los coeficientes de la ecuación del radio característico (2.10) se calculan por las ecuaciones (2.11) y (2.12).

$$\frac{r_c}{r_o} = 1.27 * \lambda * (\beta - 0.3)^{0.5} \quad (2.10)$$

$$\lambda = \frac{M}{r_o} = \frac{(X_T / 2)}{r_o} \quad (2.11)$$

$$\beta = \frac{L}{M} = \frac{1}{X_T} * \left[X_L^2 + \frac{X_T^2}{4} \right] \quad (2.12)$$

Para ambos casos se utiliza la ecuación (2.13) para calcular la longitud característica del segmento de aleta.

$$l^* = (r_c - r_o) * \left(1 + \frac{\delta_{aleta}}{2 * (r_c - r_o)} \right) * [1 + 0.35 * \ln(r_c / r_o)] \quad (2.13)$$

La longitud característica del método de Schmidt se agrega al modelo (2.14) de eficiencia de aleta para una aleta circular aislada en la punta.

$$\eta = \frac{\tanh(m * l^*)}{m * l^*} \quad (2.14)$$

El coeficiente m de la ecuación de la eficiencia de aleta, relaciona la conductividad térmica y espesor de la aleta, y el coeficiente de transferencia de calor por convección, el cual se presenta en la ecuación (2.15).

$$m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_{aleta} \delta_{aleta}}} \quad (2.15)$$

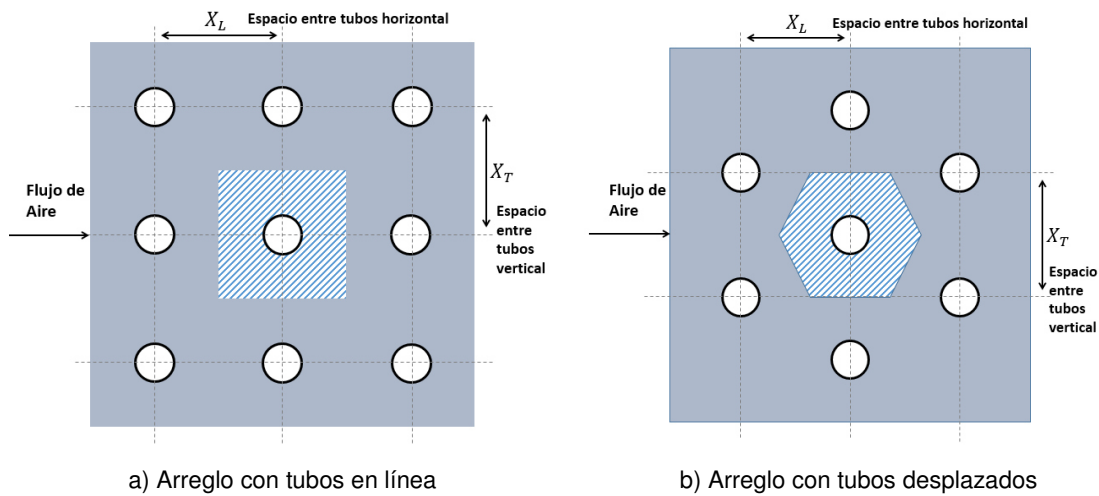


Fig. 2-2. Segmento de área alrededor de un tubo con aletas planas dependiendo de la distribución de tubos, a) rectangular b) hexangular.

2.2.1.2 Factor de Ensuciamiento

En la mayoría de las aplicaciones donde se utilizan intercambiadores de calor suelen formarse depósitos de partículas sólidas sobre las superficies destinadas a la transferencia de calor. Como los materiales utilizados en estos equipos tienen propiedades altamente favorables para el paso de energía, las incrustaciones adicionales actúan como resistencias térmicas disminuyendo la razón de transferencia de calor. Cotidianamente se observa en los residuos de sales sobre recipientes donde se hirvió agua, en la industria en equipos a la intemperie cubriéndose de polvo o donde se lleve a cabo la combustión transportando ceniza en el aire y adhiriéndose a las superficies.

En este caso el material a incrustarse es agua contenida en el aire que al entrar en contacto con la superficie fría cambia de fase vapor a sólida. En los procesos donde aparece este fenómeno son los relacionados a la refrigeración, intercambiadores de calor operando a temperaturas por debajo de los 0 °C en uno

de los fluidos y por el otro aire atmosférico el cual será enfriado y distribuido en cierto espacio para mantenerlo cerca de esta temperatura.

Si para cierta aplicación el intercambiador de calor es propenso a la incrustación, es necesario considerarla en el diseño y satisfacer las especificaciones de transferencia de calor. Posterior a la deposición, basado en el grado de deterioro del rendimiento del equipo, es necesaria la limpieza mediante la suspensión de la operación del equipo. De no hacerlo, la eficiencia del equipo será cada vez menor hasta llegar a un bloqueo total de los canales.

2.3 Transferencia de Masa

La transferencia de masa sucede por una diferencia de concentración hasta establecer un equilibrio entre los involucrados dentro del sistema. Existe una gran similitud entre los mecanismos de la transferencia de masa y calor llamada analogía. La analogía desarrollada para la transferencia de masa aplica para los mecanismos de difusión y convección.

2.3.1 Difusión

La masa se transfiere aun estando en un medio en reposo debido a una diferencia de concentración de cierta sustancia entre dos zonas aledañas. Esta diferencia propicia el movimiento de las moléculas del material hacia donde hay poca cantidad de este y la velocidad a la cual comenzarán a desplazarse no sólo depende de la diferencia de concentración sino también de la interacción entre los productos que se encuentren presentes. Como no todos los elementos tienen el mismo peso ni tamaño, esta interacción es particular para cada situación, teniendo una constante de proporcionalidad única llamada coeficiente de difusión (D_{AB}), la cual se representa como una interacción binaria. Para situaciones donde se tengan tres o más especies distintas uno de los procedimientos más utilizados es

tomar los valores de las difusiones binarias entre los compuestos presentes y relacionarlos con la fracción másica o molar de cada uno.

El flujo de masa por difusión se determina a partir de la ley de Fick de la difusión, ecuación (2.16) donde se relaciona el gradiente de concentración ($\Delta\rho$ o ΔC) en la dirección normal a la transferencia, el coeficiente de difusión y el área.

$$\dot{m}_{dif} = -D_{AB} A \frac{dC_A}{dx} \quad (2.16)$$

Al igual como sucede en la difusión de calor, donde cada elemento cuenta con su propia constante de proporcionalidad (conductividad térmica), la ecuación de la difusión de masa y la conducción de calor, tienen la misma forma pero difieren en el número de términos integrados a cada uno. Mientras en la difusión de calor la constante de proporcionalidad se relaciona con la capacidad calorífica y densidad del material, la difusión de masa únicamente incluye la constante de proporcionalidad.

2.3.2 Convección

La transferencia de masa por convección es llevada a cabo entre una superficie y un fluido en movimiento en el que intervienen tanto la difusión de masa como el movimiento de la masa del fluido. Este movimiento mejora en cierta medida a la transferencia de masa, removiendo la parte del fluido con alta concentración cercana a la superficie y lo reemplaza por una de menor concentración. Como depende totalmente del flujo del fluido se ve afectado por la configuración geométrica de la superficie, el régimen, la velocidad, la variación de las propiedades y la composición del fluido.

Del mismo modo se presenta una analogía de la transferencia de calor por convección al aplicar la ley de enfriamiento de Newton para la transferencia de masa por convección. La razón de esta convección de masa se expresa en la

ecuación (2.17). La analogía anterior es válida para los casos en los cuales el flujo de las especies que experimentan la transferencia de masa es menor al 10% en relación con el flujo total de la mezcla y puede ser aplicado para los casos de convección forzada y natural, flujos laminar y turbulento, o para flujos interno y externo.

$$\dot{m}_{conv} = h_m A_s (C_s - C_\infty) \quad (2.17)$$

2.4 Etapas de la Formación de Escarcha

La escarcha es agua en estado sólido al igual que el hielo, difiriendo de éste por su alta porosidad y fragilidad. Si se llenara un mismo volumen con escarcha y otro con hielo encontraríamos que el volumen lleno con hielo contaría con una mayor cantidad de agua, esto debido a los espacios de aire generados entre las uniones de los cristales de escarcha. Es posible que la escarcha llegue a tener las propiedades del hielo pero requiere de una constante de difusión de agua en los poros encontrados entre las red de cristales.

Esta característica particular de alta porosidad en el agua al cambiar a estado sólido se debe a que el agua es de las pocas sustancias en disminuir su densidad al cambiar de la fase líquido a sólido, es decir se expande. La expansión causa espacios rellenos de aire entre las uniones de las partículas de agua sólida. La disminución de la densidad es tal que la fase sólida flota en la fase líquida. Otra característica a mencionar es la polaridad de la molécula. La orientación de los dos átomos de hidrogeno alrededor del de oxígeno al formar los puentes de hidrogeno con otra molécula de agua no son iguales en cada unión Fig. 2-3.

Puente de hidrógeno

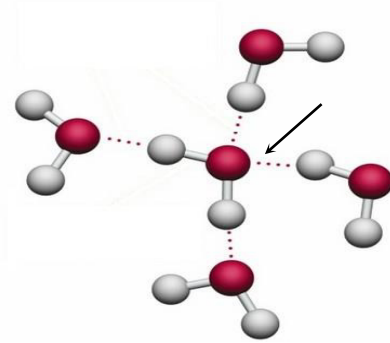


Fig. 2-3. Puentes de hidrógeno en uniones de las moléculas de agua.

En aplicaciones de transferencia de calor entre una superficie fría y el aire húmedo, se presenta el fenómeno de formación de escarcha. A medida que la temperatura del aire disminuye, la humedad aumenta hasta llegar al punto de saturación donde el vapor de agua se condensa o pasa a la fase sólida formando escarcha. Este fenómeno incrementa la resistencia a la transferencia de calor y reduce el área de flujo, condición que obligan consumos adicionales de energía.

Durante el proceso de formación de escarcha donde el vapor de agua pasa al estado sólido conocido como sublimación inversa, sublimación regresivo o deposición, presenta diferentes características a lo largo del proceso. Distintos autores [1, 2, 3, 4] identifican tres etapas de la formación de escarcha: periodo de nucleación (formación del cristal), periodo de crecimiento (crecimiento de la capa de escarcha), y el periodo de densificación (la formación de escarcha totalmente desarrollada).

2.4.1 Formación del Cristal

El periodo de nucleación es la etapa inicial, y la más corta del fenómeno de formación de escarcha. El vapor de agua en el aire atmosférico al entrar en contacto con alguna superficie a una temperatura por debajo de su punto de congelación (0°C) cambiará a estado sólido directamente (deposición). Estos cristales de agua sólida adheridos a la superficie actúan como núcleos para los

próximos cristales a formarse, creciendo en todas direcciones y hasta el momento, con un comportamiento desconocido. Es muy complicado describir esta etapa matemáticamente pues influyen además, variables como la rugosidad de la superficie y la afinidad entre el vapor de agua y la superficie fría. La red de cristales formada sobre la superficie fría dará pauta a las características que podrá llegar a tener la escarcha en el periodo de crecimiento. Entre mayor sea el volumen de aire encapsulado entre los cristales menores será la transferencia de calor.

2.4.2 Crecimiento

La etapa de crecimiento se distingue por la estructura porosa de escarcha, visible y creciente conforme circula agua sobre la superficie cristalizada. En esta etapa no solo crece el espesor de la capa de escarcha sino también su densidad, al difundirse agua entre los espacios de aire y cristalizándose. La relación entre la masa de agua que aumenta el espesor y la que se difunde entre la escarcha depende de las condiciones de operación, aunque en este periodo siempre se hace notoria una cantidad mayor para la parte destinada a aumentar el espesor.

Un estudio numérico y experimental del modelo de crecimiento de escarcha sobre placas planas fue realizado por O'Neal y Lee et al. [11], quienes son referenciados en varios estudios posteriores.

2.4.3 Densificación

La densificación es la última parte del proceso de formación de escarcha. La acumulación de cristales de hielo actúa como una barrera a la transferencia de calor. Conforme crece este cúmulo aumenta la resistencia térmica, causando que la temperatura superficial en la escarcha ascienda hasta alcanzar la temperatura de fusión del hielo. Como la temperatura superficial ya no está por debajo de los 0 °C es más probable que el vapor de agua primero se condense y después

solidifique, en vez de un proceso de sublimación inversa. Así mismo, los cristales localizados en la superficie comenzarán a fundirse y a difundirse dentro de la capa de cristales, aumentando aún más la densidad de la escarcha [12]. Por ende, la conductividad térmica tiende a incrementar, permitiendo una transferencia de calor mayor. En este punto la masa de agua que se deposita se dirige principalmente a difundirse en la capa de escarcha en vez de quedarse en la superficie y aumentar el espesor. De manera más simple, esta etapa es un ciclo de deposición (sublimación inversa), condensación, fusión, difusión y solidificación hasta alcanzar el equilibrio térmico en toda la capa de escarcha.

Los estudios en aplicaciones de la formación de escarcha se han enfocado en tres áreas: la caracterización de la escarcha, la formación de escarcha en geometrías simples como placas planas o cilindros y el estudio de intercambiadores de calor bajo condiciones de escarchado.

2.5 Propiedades de la escarcha

Físicamente la capa de escarcha es una mezcla de cristales de hielo y huecos de aire, por lo que las propiedades físicas tendrán valores entre los rangos de éstos. Ya formada la capa la fracción de aire comenzará a disminuir debido a la difusión de vapor de agua entre los espacios que tiene la red de cristales. La cantidad de agua difundida esta determinada principalmente por la diferencia de temperatura entre la superficie de la escarcha y la aleta. En los primeros minutos de operación, y hasta terminar el crecimiento drástico del espesor, la fracción de aire estará en aumento debido a la cantidad de vapor de agua depositada. Es mayor la cantidad de agua adherida en la superficie, haciendo crecer el espesor y el número de huecos de aire. El resto del vapor de agua disponible para desublimar se difunde para ocupar los espacios ya existentes.

Estudios recientes se enfocan en las propiedades termo físicas y su relación con la estructura interna de la capa de escarcha que se forma. Se busca relacionar la

conductividad térmica y la densidad con las condiciones ambientales (temperatura ambiente y humedad relativa), de operación (temperatura del refrigerante y flujo de aire) y geométricas (tipo de aleta y forma del tubo) para determinar de antemano el comportamiento de desublimación y el efecto de este en la transferencia de calor y caídas de presión [7, 8, 9, 10]. Algunos autores en sus trabajos de modelado numérico utilizan valores iniciales de conductividad térmica y densidad de escarcha, basándose en la manipulación y variación inicial de estas propiedades, encontrando convergencia de resultados para cierto rango de valores aplicados como valor inicial [5, 1, 11].

2.5.1 Porosidad y Tortuosidad

La capa de escarcha es considerada como una estructura porosa en la superficie, y en el interior una mezcla de una red de cristales de hielo y espacios de aire [17]. Es por estos huecos de aire, los cuales tienen una conductividad térmica baja, que la escarcha representa una significativa resistencia térmica [12]. Así como existe un punto de unión entre los cristales también lo hay entre los espacios de aire, formando un camino por el cual puede fluir el aire húmedo. A este trayecto se le conoce como tortuosidad, y depende de las características del camino. La presencia de estos trayectos tiene importancia en la difusión del vapor de agua entre los espacios disponibles en el cúmulo de fragmentos de agua sólida. Este parámetro se utiliza para determinar una difusión efectiva del vapor de agua en vez de únicamente la difusión.

La naturaleza del fenómeno hace inherente la presencia de porosidad y tortuosidad por la forma de unirse los cristales pero, ¿Cuál es el impacto de estas en los resultados de la velocidad de transferencia de calor o la caída de presión? En general, más del 90% de la masa de agua transferida es parte del incremento en el espesor [18], indicando que la cantidad de agua difundida es pequeña en comparación con la masa total depositada. La conclusión anterior permite utilizar una ecuación capaz de predecir el factor de tortuosidad sin ser meramente exacto,

pues el efecto del error generado será pequeño al calcular la tasa de crecimiento de escarcha total [18].

2.5.2 Densidad

La densidad de un copo de nieve o de una hojuela de escarcha es igual a la del hielo, no dejan de estar formados por agua en estado sólido, pero difiere en la forma de unirse con otras moléculas de agua.

El modelo más utilizado para representar la densidad de la capa de escarcha es el propuesto por Hayashi en 1977 [7, 5, 4, 14, 15], un modelo semi-empírico en función de la temperatura de superficie se presenta en la ecuación (2.18), obtenido en base a resultados experimentales bajo condiciones de temperatura de superficie entre los -25 y 0 °C, velocidad de aire desde los 2 hasta los 6 m/s, y una humedad absoluta de 7.5 g_{vap}/kg_{aire}. Aunque es una de las ecuaciones más utilizadas, presenta un grado de incertidumbre ya que solo es función de la temperatura de superficie.

$$\rho_f = 670e^{0.277*T_{fs}} \quad (2.18)$$

Remediando la parte del número de variables incluidas en el modelo, Lee & Lee [4] proponen una ecuación empírica (2.19) con parámetros adimensionales para comparar con sus experimentos. El modelo incluye una relación de velocidades entre la local y la máxima, la humedad absoluta y una relación de temperaturas entre la de superficie, la del punto triple del agua, la del aire y la temperatura de pared. Además de adecuarse a un rango más amplio para la humedad absoluta. Con un ensamble parecido al anterior, Kim et al. y Yang et al. [13] aplican la ecuación variando la relación de velocidades por el uso del número de Reynolds y modificando el valor de los coeficientes.

$$\frac{\rho_f}{\rho_{hielo}} = 797.534 \times 10^{-6} \left(\frac{v}{v_{\max}} \right)^{-0.0254} \omega^{-1.2643} \left[\exp \left(\frac{T_s - T_{pt}}{T_{\infty} - T_p} \right) \right]^{3.934} \quad (2.19)$$

También existen modelos que incluyen la variable temporal y además están adimensionalizados como se presenta en la ecuación (2.20). Los mencionados por Ismail & Salinas [13], Barzanoni et al. [13] y Wang et al. [15], manejan el número de Reynolds, humedad absoluta en el aire, temperaturas y el número de Fourier.

$$\rho_f^* = \frac{\rho_f}{\rho_{hielo}} = 0.013913 (\text{Re})^{0.08} (Fo)^{0.2949} (\omega_a)^{-0.1984} (T_a^*)^{18.7738} (T_p^*)^{13.8} \quad (2.20)$$

Jhee et al. [14] determinan la densidad de escarcha de manera experimental al esperar la fusión de los cristales de hielo y drenar el agua para después pesarla. Este valor dividido entre el espesor de escarcha formado y el área correspondiente a cada sección del intercambiador (aletas y tubos) resultan en una densidad de escarcha. Un inconveniente aquí es el drenado de agua ya que requiere terminar el experimento en el momento que se desea conocer la densidad, imposibilitando el cálculo de la densidad en otro instante de tiempo durante la misma prueba.

2.5.3 Conductividad térmica

Aunque esta propiedad se ve afectada por muchos factores, en varios de los modelos matemáticos reportados la describen únicamente en términos de la densidad de la misma. Estas correlaciones sencillas se deben a la alta influencia de la densidad sobre los cambios de esta propiedad, observando que conforme aumenta la densidad de la escarcha también lo hace la conductividad térmica [18].

Dentro de los trabajos que se han realizado para describir el comportamiento de la conductividad térmica destacan las correlaciones propuestas por Sanders y Lee

et. al. [7, 9, 6, 3, 11, 10], por su simpleza al incluir solo a la densidad de la escarcha como factor de dependencia. La ecuación propuesta por Lee, ecuación (2.21) tiene como restricción usarse para valores de densidad de escarcha menores a los 400 kg/m³, mientras Sanders desarrolla para cierto rango de valores de temperatura de pared y velocidad de aire húmedo un modelo presentado en la ecuación (2.22) aplicable hasta una densidad máxima de 300 kg/m³.

$$k_f = 0.132 + 3.13 \times 10^{-4} \rho_f + 1.6 \times 10^{-7} \rho_f^2 \quad (2.21)$$

$$k_f = 1.202 \times 10^{-3} \rho_f^{0.963} \quad (2.22)$$

Mago y Sherif también utilizan una correlación, ecuación (2.23), únicamente en función de la densidad de escarcha pero para un máximo de densidad de 573 kg/m³.

$$k_f = 2.4248 \times 10^{-2} + 7.2311 \times 10^{-4} \rho_f + 1.183 \times 10^{-6} \rho_f^2 \quad (2.23)$$

Kim et. al. [13] emplea un modelo empírico presentado en la ecuación (2.24) en función de parámetros adimensionales como el número de Reynolds, relación de densidad entre la escarcha y el hielo, temperaturas del aire, punto triple y superficie. Aplicados a un rango de temperatura de pared (-35 a -15 °C), temperatura de aire (5 a 15 °C), velocidad de flujo de aire húmedo (1 a 2.5 m/s) y humedad absoluta (3.22 a 8.47 g vap / kg aire).

$$k_f = 0.5252 \text{Re} \left(\frac{\rho_f}{\rho_{hielo}} \right)^{0.2653} \omega^{0.0372} \left[\exp \left(\frac{T_s - T_{pt}}{T_\infty - T_p} \right) \right]^{-0.1616} \quad (2.24)$$

2.6 Crecimiento de escarcha en geometrías simples

Para entender de manera simple el fenómeno de formación de escarcha, se realizan experimentos donde se controlan el mayor número de variables posibles. Las geometrías bajo estudio han sido superficies planas y lisas, cilindros y esferas.

En los trabajos realizados sobre formación de escarcha en superficies planas o un par de estas formando un canal, se abarcan áreas desde modificaciones en el ángulo de ataque [21], crecimiento y forma de la escarcha [14, 19, 20, 21, 22] y el desarrollo de modelos matemáticos [23, 24].

Otra geometría simple, y que también forma parte en intercambiadores de compactos, es el estudio de la formación de escarcha sobre cilindros. La incrustación de cristales seccionando angularmente el cilindro y el crecimiento temporal es parte del trabajo de Barzanoni et al. [13] y Lee et al. [4]. La resistencia térmica adicional de la escarcha se demuestra analíticamente en [28].

2.7 Intercambiadores de Calor con Formación de Escarcha

Se requiere desarrollar modelos capaces de evaluar el rendimiento térmico e hidráulico en intercambiadores de calor bajo condiciones de formación de escarcha. La mayoría de los trabajos presentan resultados experimentales y se comparan con los de un modelo matemático, pero estos solo son aplicables a la geometría bajo estudio [9].

Operando como evaporadores en los sistemas de bombas de calor y sistemas de refrigeración, los intercambiadores de calor suelen presentar formación de escarcha durante su funcionamiento debido a que generalmente operan en condiciones de temperatura menores a los 0 °C, y en un ambiente con aire húmedo [9, 3, 16].

Un intercambiador de calor compacto con espacios entre aletas angostos promoverá la obstrucción total de los canales más rápidamente, requiriendo un

periodo de remoción de escarcha (deshielo) más frecuente. El espacio entre aletas para permitir la operación bajo cierto nivel de formación de escarcha es un punto a tratar en el diseño del equipo. De manera que se evite una rápida obstrucción de los canales y menor deterioro de la efectividad térmica. Por mencionar a algunos, los trabajos más destacados en el estudio de intercambiadores de calor compactos figuran por el tipo diseño del equipo: comparando tipos de aletas [16, 27, 28, 29], número de tubos [33], el desempeño de un solo equipo [34], o modificando las condiciones de operación [8, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38].

2.7.1 Resistencia térmica e hidráulica

Se ha observado que al inicio del proceso la formación de escarcha sobre la superficie, la rugosidad y el aumento en el área de transferencia de calor que forma la escarcha, mejora temporalmente la transferencia de calor. A medida que crece la escarcha actúa como una resistencia térmica, haciendo que se disminuya la transferencia de calor y la eficiencia del equipo [7, 11]. Además los canales formados por las aletas por donde circula el aire, se ven reducidos a medida que se forma la escarcha, restringiendo el paso libre de aire e incrementando la caída de presión [7, 11, 5]. Incluso hay autores como Reindl; Jekel [42], y Ye & Lee [43] que señalan al aumento en la caída de presión como el factor más importante en el desempeño del intercambiador ya que el bloqueo de los canales deja fuera de operación al equipo. En su estudio, Ye & Lee [43] comentan que la resistencia térmica por convección entre la superficie de la escarcha y el aire es cerca del 90% de la resistencia térmica total, dando a entender que este es el aspecto más importante del modelo como se observa en la Fig. 2-4. En la gráfica se representa el aumento en la resistencia térmica conforme también lo hace la capa de escarcha.

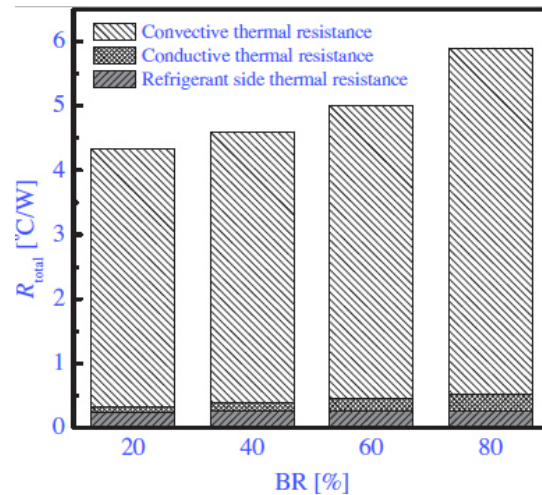


Fig. 2-4. Influencia de cada resistencia térmica en la transferencia de calor en relación con el bloqueo del canal del intercambiador de calor [43].

Aunque el fenómeno de la formación de escarcha ha sido un fenómeno muy estudiado, en intercambiadores de calor, aún existen muchas incógnitas respecto al tema y mejoras que se pueden realizar, buscando encontrar un entendimiento completo de lo que pasa y con ello desarrollar tecnologías que aprovechen de la manera más eficiente la energía. En los primeros estudios se asumieron que no había transferencia de calor en la capa de escarcha a lo largo de la aleta [44]. El proceso de fusión re-congelación no es considerado en la mayoría de los trabajos previos debido a que es extremadamente complicado. No hay datos experimentales o correlaciones cuantitativas que describan el proceso, en parte debido a que en la fusión la transferencia de masa es mucho menor comparada con aquella en la deposición [8].

CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA

En esta sección se presenta la metodología que se utiliza para un estudio termohidráulico de la distribución de aletas en un evaporador tipo tubo y aletas continuas bajo la formación de escarcha. Se incluye la redistribución de flujo de aire húmedo en las entradas de los diversos canales, debida a la deposición de escarcha. El estudio es aplicable a diferentes geometrías en las que existe transferencia de calor y masa.

La formación de escarcha es un fenómeno complejo en donde se involucra la transferencia de masa, cantidad de movimiento y energía, las cuales se describen en secciones posteriores.

3.1 Condiciones de entrada.

Las variables a la entrada del evaporador por el lado del aire, están dadas por la velocidad, humedad relativa, temperatura y presión del aire. La geometría y tamaño del intercambiador dictan la transferencia de calor. La condición de operación del refrigerante como temperatura y el flujo completan las características del sistema. Este fenómeno está regido por condiciones medibles, monitoreadas desde la entrada hasta la salida del intercambiador. La temperatura del aire húmedo en la atmosfera (T_{∞}), la humedad relativa del aire (HR), el

volumen del intercambiador (V), el área de las aletas (A_{ale}), el diámetro exterior del tubo por donde circula el refrigerante (d_{tubo}), el arreglo de los tubos, la temperatura del refrigerante (T_{refri}), la presión generada en el ventilador (P) y el flujo másico de aire húmedo proveniente del ventilador (\dot{m}_a).

3.2 Propiedades del aire húmedo.

Determinar las propiedades termo-físicas se toman en consideración dos características: primero, el aire húmedo es una mezcla de gases ideales, y segundo, el valor de cada propiedad está dado por un promedio ponderado de la fracción molar de cada componente en la mezcla por el valor de la propiedad del compuesto puro, conocida como la regla de Kay y representada en la ecuación (3.1).

$$\phi_{mix} = \sum_{i=1}^n y_i * \phi_i \quad (3.1)$$

La cantidad de vapor de agua contenida en el aire atmosférico está relacionada con la humedad relativa y la temperatura ambiente. Con la temperatura se calcula la presión de saturación de vapor mediante la ecuación (3.2), y a partir de la definición de humedad relativa, se despeja la presión parcial de vapor de agua como en la ecuación (3.3).

$$P_v^{sat} = 2.751418 \times 10^{-5} * (T_{in})^3 - 0.0209972 * (T_{in})^2 + 5.356474 * (T_{in}) + 456.6337 \quad (3.2)$$

$$P_v = \frac{HR(\%)}{100} * P_v^{sat} \quad (3.3)$$

La humedad absoluta, ecuación (3.4), representa la relación de masa entre vapor de agua y aire seco, generalmente dimensionada en gramos de vapor por kilogramo de aire seco.

$$HA = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.4)$$

Si se toman al aire seco y al vapor de agua como gases ideales (3.5), la relación de flujo másico de vapor a aire se puede expresar a partir de sus presiones parciales por el peso molecular como se muestra en la ecuación (3.9). Esto gracias a que el mismo flujo volumétrico, la constante de los gases ideales y la temperatura son las mismas.

$$P\dot{V} = \dot{n}RT \quad (3.5)$$

$$\dot{n} = \frac{\dot{m}}{M} \quad (3.6)$$

$$P\dot{V} = \frac{\dot{m}}{M}RT \quad (3.7)$$

$$\dot{m} = \frac{P\dot{V}M}{RT} \quad (3.8)$$

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} = \frac{\frac{P_v \dot{V} M_v}{RT}}{\frac{P_a \dot{V} M_a}{RT}} = \frac{P_v M_v}{P_a M_a} \quad (3.9)$$

Sustituyendo la ecuación (3.9) en (3.4), dividiendo entre los pesos moleculares y cambiando la presión parcial del aire seco por la diferencia entre la presión total y la presión parcial de vapor de agua, obtenemos la humedad absoluta en función de una relación de presiones como se muestra en la ecuación (3.10), en vez de flujos másicos como se mostró en la ecuación (3.4).

$$HA = 0.622 \frac{P_v}{P_{Tot} - P_v} \quad (3.10)$$

Aplicando un balance de materia en la corriente de aire húmedo, ecuación (3.11) y reacomodando términos de tal manera que podamos utilizar los ya calculados, como la humedad absoluta, podemos conocer el flujo másico de vapor como se muestra en la ecuación (3.15). El flujo másico de aire seco, ecuación (3.16), resulta de la diferencia entre el flujo másico de aire húmedo y el flujo másico de vapor.

$$\dot{m}_{Tot} = \dot{m}_a + \dot{m}_v \quad (3.11)$$

$$\frac{\dot{m}_{Tot}}{\dot{m}_v} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_v} + 1 \quad (3.12)$$

$$\frac{\dot{m}_{Tot}}{\dot{m}_v} = \frac{1}{HA} + 1 \quad (3.13)$$

$$\frac{\dot{m}_{Tot}}{\dot{m}_v} = \frac{1 + HA}{HA} \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_{Tot} * HA}{1 + HA} \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{Tot} - \dot{m}_v \quad (3.16)$$

Conociendo los flujos másicos procedemos a calcular la fracción molar y para el aire y el vapor como se muestra en la ecuación (3.17). Ésta se puede determinar en función de flujo másico del vapor \dot{m}_v y del aire \dot{m}_a como se muestra en la ecuación (3.18) y (3.19).

$$y_1 = \frac{\dot{n}_1}{\sum_{i=1}^n \dot{n}_i} \quad (3.17)$$

$$y_v = \frac{\left(\frac{\dot{m}_v}{M_v} \right)}{\frac{\dot{m}_v}{M_v} + \frac{\dot{m}_a}{M_a}} \quad (3.18)$$

$$y_a = 1 - y_v \quad (3.19)$$

Las propiedades del aire húmedo se obtienen a partir de las propiedades de los compuestos puros, como se presenta en la ecuación (3.1) de la regla de Kay, y así obtener las propiedades del aire húmedo. Las propiedades de densidad, viscosidad dinámica y conductividad térmica, se determinan mediante correlaciones en función de la temperatura, para el aire seco ecuaciones (3.20), (3.22) y (3.24). Para el vapor de agua, como se muestra en las ecuaciones (3.21), (3.23) y (3.25) respectivamente. Estas correlaciones se obtuvieron del software comercial ASPEN ONE v.8.1, para un rango de temperatura de -30 a 30 °C, rango con el cual se abarcan las temperaturas típicas de operación de un evaporador.

$$\rho_a = 360.3 * T^{-1.004} \quad (3.20)$$

$$\rho_v = 285.63 * T^{-1.044} \quad (3.21)$$

$$k_a = 7.3419 \times 10^{-5} * T + 0.0041374 \quad (3.22)$$

$$k_v = 6.3803 \times 10^{-5} * T - 3.3557 \times 10^{-5} \quad (3.23)$$

$$\mu_a = 4.9729 \times 10^{-8} * T + 3.6481 \times 10^{-6} \quad (3.24)$$

$$\mu_v = 3.4043 \times 10^{-8} * T - 3.895 \times 10^{-7} \quad (3.25)$$

La calor específico a presión constante, no muestra una variación considerable en este rango de temperatura, por lo que se utiliza un promedio para cada uno de los componente, dando $\hat{C}_{p_v} = 1890 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$ y $\hat{C}_{p_a} = 1003 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$.

Para el caso del aire húmedo se sigue utilizando la ecuación (3.1) para calcular las propiedades de densidad, conductividad térmica y viscosidad dinámica. En este caso la mezcla incluye solo al aire seco y al vapor de agua, aplicando la regla de Kay en la ecuación (3.26) para dos componentes.

$$\phi_{ah} = y_v * \phi_v + (1 - y_v) * \phi_a \quad (3.26)$$

3.3 Geometría

La obstrucción al flujo, como se ha mencionado, es debido a la deposición de hielo sobre la superficie del intercambiador de calor, ocupando el espacio existente entre aleta y aleta, afectando el área libre de flujo. La dimensión afectada directamente por este fenómeno es el espacio del canal la cual se determina con la ecuación (3.27) una vez que se ha depositado una cantidad de escarcha. Ya que el canal de flujo está formado por dos aletas en donde se deposita escarcha, es necesario considerar el grosor en ambas aletas para determinar el área libre de flujo.

$$S_{canal} = S_{canal\ inicial} - 2 * \delta_{escarcha} \quad (3.27)$$

El aire pasa a través del evaporador por canales formados por las aletas como se muestra en la Fig. 3-1. Cada canal se subdivide en elementos en los cuales se aplica un modelo de formación de escarcha y un análisis termohidráulico como se muestra en la Fig. 3-1 b).

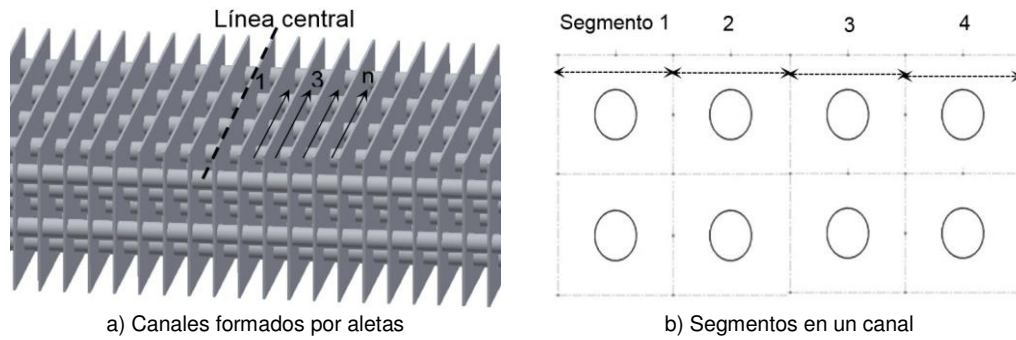


Fig. 3-1. Evaporador del tipo tubo y aletas de un refrigerador doméstico.

El área de la aleta se determina al restar el área del tubo al área de la aleta como se muestra en la ecuación (3.28).

$$A_{aleta} = L_{aleta} * W_{aleta} - \pi * \frac{d_o^2}{4} \quad (3.28)$$

Donde L_{aleta} y W_{aleta} son la longitud y profundidad de la aleta respectivamente. El área superficial del tubo se determinada por el perímetro del tubo y el espacio entre del canal S_{canal} como se muestra en la ecuación (3.29).

$$A_{tubo,s} = \pi * d_o * S_{canal} \quad (3.29)$$

El área total de transferencia está dado por el área de dos aletas que forman el canal y el área de tubo como se muestra en la ecuación (3.30).

$$A_{Tot} = 2 * A_{aleta} + A_{tubo,s} \quad (3.30)$$

El diámetro hidráulico se determina a partir del área frontal ecuación (3.31) y el perímetro frontal, ecuación (3.32) de la manera como se presenta en Kays & London [45].

$$A_{front} = S_{canal} * W_{aleta} \quad (3.31)$$

$$P_{front} = 2 * S_{canal} + 2 * W_{aleta} \quad (3.32)$$

El área libre mínima de flujo se define por la sección más pequeña por donde circula el fluido, ésta depende de la geometría como se muestra en la ecuación (3.33),

$$A_{mf} = S_{canal} * (W_{aleta} - d_0) \quad (3.33)$$

La relación del área de superficial total al área de tubo ε , mostrada en la ecuación (3.34) es una razón utilizada para determinar la transferencia de calor.

$$\varepsilon = \frac{A_{aleta} + A_{tubo,s}}{A_{tubo,s}} \quad (3.34)$$

3.4 Caída de presión.

El diámetro hidráulico formado por la relación entre el espacio mínimo de flujo entre los canales, la distancia recorrida en el segmento del canal y el área total de transferencia (3.35). Representa el diámetro equivalente a una sección circular cuando el área de flujo tiene una forma irregular para el caso de intercambiadores de calor de este tipo [5].

$$D_h = 4 \frac{A_{mf}}{A_{Tot}} L_{aleta} \quad (3.35)$$

En el estudio de la transferencia de calor en gases, la temperatura tiene una gran influencia en las propiedades físicas, razón por la cual se utiliza el flux másico en vez de la velocidad para caracterizar el fluido [45]. El flux másico se define con la ecuación (3.36)

$$G = \frac{\dot{m}_i}{A_{front}} \quad (3.36)$$

La caída de presión del lado del aire en un intercambiador compacto se debe a los efectos de entrada, aceleración y fricción [45] como se muestra en la ecuación (3.37). Despreciando los efectos de entrada, la caída de presión se puede determinar mediante la ecuación (3.38).

$$\Delta P_{segment} = \frac{G_{max}^2}{2\rho_i} \left[\left(1 + \sigma^2 \right) \left(\frac{\rho_i}{\rho_e} - 1 \right) + f \frac{A_T}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho_m} \right] \quad (3.37)$$

$$\Delta P = 2 * f \frac{L_{aleta} * G^2}{\rho * D_h} \quad (3.38)$$

El coeficiente de fricción se obtiene en base a los estudios experimentales desarrollados por Seker et al. [16], quien propone la ecuación (3.39). La geometría de su estudio es similar al estudio del presente trabajo.

$$f = 0.152 * Re^{-0.164} * \epsilon^{-0.331} \quad (3.39)$$

El número de Reynolds representa la relación entre los términos convectivos y difusivos de cantidad de movimiento. Se basa en el flux másico como se muestra en la ecuación (3.40). A mayor número de Re mayor la caída de presión que se tendrá.

$$Re = \frac{D_h * G}{\mu_{ah}} \quad (3.40)$$

3.5 Distribución del flujo de aire por canal.

Por lo general, en refrigeradores domésticos, el ventilador se localiza en la parte central del evaporador desde donde distribuye el aire por los canales como se muestra en la Fig. 3-2. El flujo de aire que atraviesa el canal más alejado del ventilador sufre una mayor resistencia al flujo debido a su lejanía, por lo que la cantidad de aire por éste es menor que la del canal más cercano. De esta manera, cada canal tiene un flujo de aire húmedo distinto, impactando en una formación de escarcha de manera particular, haciendo necesario analizar cada canal por separado.

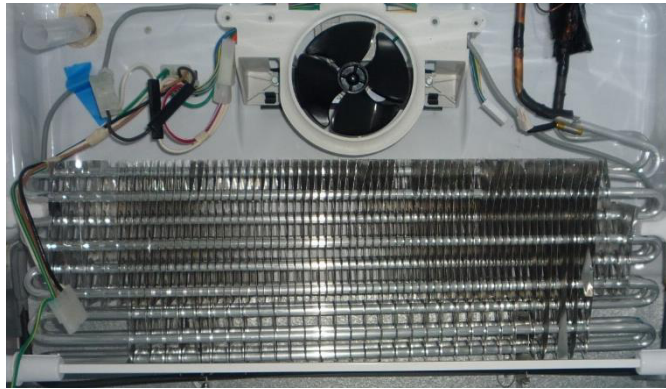


Fig. 3-2. Alineación del evaporador con el ventilador en un refrigerador doméstico.

La determinación del flujo de aire por cada canal se realiza mediante un proceso de optimización donde la suma de los flujos de cada canal sea igual al flujo total del ventilador ecuación (3.41) y como restricción se asume la misma caída de presión en cada canal como se muestra en la ecuación (3.42). Para su solución se utiliza el solver del software Excel que utiliza el método de gradientes reducidos generalizado (GRG) [46].

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dots + \dot{m}_n = \dot{m}_{Tot} \quad (3.41)$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_3 = \Delta P_{n-1} = \Delta P_n \quad (3.42)$$

Para asegurar una convergencia, se utilizan valores iniciales de flujo másico en cada canal 1.5 veces el flujo medio como se muestra en la ecuación (3.43)

$$\dot{m}_{inicial} = 1.5 * \frac{\dot{m}_{Tot}}{No. canales} \quad (3.43)$$

La longitud total de cada canal está definida por la profundidad del intercambiador de calor, el espacio entre aletas y el espesor de las aletas, incrementándose estas dos últimas a razón de la cantidad de canales que nos desplazamos del primer canal como se muestra en la ecuación (3.44).

$$L_{canal} = L_{IC} + \sum_{i=0}^n S_i + \sum_{j=1}^m \delta_j \quad (3.44)$$

Al inicio del estudio se comienza con un intercambiador de calor limpio, sin ningún trazo de escarcha sobre las superficies del equipo. Como primer cálculo (con el intercambiador limpio) de la distribución de flujo se determinan la presión parcial de vapor, los flujos de vapor ecuación (3.15) y aire seco ecuación (3.16), y las propiedades termo físicas de los fluidos ecuaciones (3.20) a (3.25) a la temperatura de operación.

Conforme transcurre el tiempo la escarcha se deposita en diferentes proporciones en cada uno de los segmentos que conforman los canales. Por ello cuando las aletas del evaporador no estén libres de escarcha, se utiliza un valor promedio de los diversos espesores de escarcha en cada segmento para determinar la caída de presión sobre todo el canal. Las propiedades termo físicas del aire húmedo se consideran en función de las del paso de tiempo anterior, considerando un promedio de los valores de estas propiedades en cada uno de los segmentos del canal.

3.6 Método segmento a segmento

La división de la aleta en segmentos hace posible el análisis del crecimiento de escarcha no uniforme. El primer segmento a analizar toma las condiciones de entrada de temperatura, presión, humedad relativa y flujo másico por canal resultante del proceso de optimización. Los segmentos siguientes toman como condiciones de entrada la salida del segmento anterior, como se muestra en la Fig. 3-3.

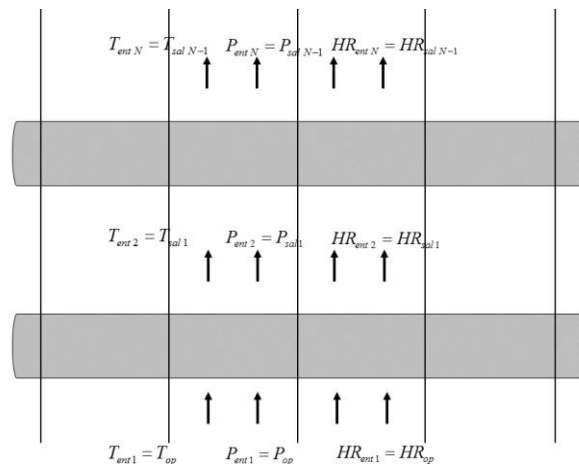


Fig. 3-3. Seguimiento del flujo de aire segmento a segmento.

3.7 Modelo de formación de escarcha

A continuación se describen los balances de energía en las secciones del aire, interfase aire – escarcha, escarcha y aleta.

3.7.1 Aire

El calor que se transfiere en esta región es en gran medida debido al cambio de temperatura del aire húmedo (calor sensible) y al cambio de fase de vapor a sólido del agua (calor latente), la suma de estos dos da como resultado el flujo de calor total transferido. Aunque la diferencia de temperatura de la corriente de aire entre la entrada y la salida del segmento puede ser baja, no significa que se esté

transfiriendo poco calor, ya que también depende del flujo másico y de la capacidad calorífica del material, como en la ecuación (3.45). El calor cedido por el agua solo está relacionado con la masa que se transforma de vapor a hielo y el calor latente de deposición del agua según la ecuación (3.46).

$$Q_{sen,\infty} = \dot{m}_{\infty} * \hat{C}_{p_{\infty}} * (T_{in} - T_{out}) \quad (3.45)$$

$$Q_{lat,\infty} = \dot{m}_{esc} * \Delta H_{sv} \quad (3.46)$$

3.7.2 Interfase Aire-Escarcha

En esta zona el calor sensible y latente del aire se transfieren hacia la superficie, que puede ser la de la aleta o la de la capa de escarcha, según sea el caso. Las ecuaciones de diseño para la transferencia de calor que emplean el coeficiente de transferencia de calor por convección, ecuaciones (3.47) para la aleta y (3.48) para el tubo, y el coeficiente de transferencia de masa por convección, ecuaciones (3.49) para la aleta y (3.50) para el tubo, representan el calor cedido por el aire.

$$Q_{sen,ale} = h_a * A_{ale} * (T_{in} - T_{sup}) \quad (3.47)$$

$$Q_{sen,tubo} = h_a * A_{tubo} * (T_{in} - T_{tubo}) \quad (3.48)$$

$$Q_{lat,ale} = h_m * A_{ale} * i_{sv} * (HA_{ai} - HA_{sup}) \quad (3.49)$$

$$Q_{lat,tubo} = h_m * A_{tubo} * i_{sv} * (HA_{ai} - HA_{tubo}) \quad (3.50)$$

3.7.3 Capa de Escarcha

Se considera la transferencia de calor en esta sección únicamente por conducción. En la ecuación (3.51) se muestra de manera general el modelo, pero

los valores de las variables varían según se realice en la aleta o el tubo. Se toma el valor del coeficiente de transferencia de calor por conducción como el resultante del modelo de la ecuación.

$$Q_{esc} = -k_{esc} A \frac{dT}{dy} \quad (3.51)$$

3.7.4 Aleta

Del mismo modo al anterior, la transferencia de calor es por conducción, desde donde se conecta la aleta con el tubo hasta la punta de la aleta, representado en la ecuación (3.52). Al inicio cuando la aleta se encuentra libre de escarcha el calor transferido a esta es el equivalente al del aire, obteniendo una eficiencia de aleta por el calor por convección. Si la escarcha es una resistencia térmica adicional, se llegará un punto en el que la temperatura de la punta de la aleta sea igual a la del tubo.

$$Q_{ale} = -k_{ale} (w_{ale} * t_{ale}) \frac{(T_L - T_{tubo})}{L_{ale}} \quad (3.52)$$

3.8 Condiciones Frontera

En dirección al flujo se conocen las condiciones de entrada de temperatura, presión, humedad relativa y flujo en cada segmento, comenzando por las condiciones de operación las cuales son conocidas, y las condiciones de entrada de los siguientes segmentos son las condiciones de salida del segmento anterior.

El calor sensible que transfiere la corriente de aire húmedo es igual al calor transferido por conducción en la superficie, ya sea en contacto con una superficie con escarcha o sin ella como se muestra en la ecuación (3.53).

$$h_a \Delta T_{conv} = -k \frac{dT}{dx} \quad (3.53)$$

Tomando en consideración que el refrigerante se encuentra a temperatura de evaporación el calor transferido hacia él solo propicia un cambio de fase y no un cambio de temperatura, y que el flujo másico es lo suficientemente grande como para no alcanzar a evaporar todo el líquido, la temperatura de la base de la aleta (la temperatura del tubo) no cambia en ninguno de los segmentos ($T_{tubo} = const$).

En la Fig. 3-4 se resume el algoritmo general para la evaluación en pasos de tiempo para la determinación del crecimiento de escarcha por secciones.

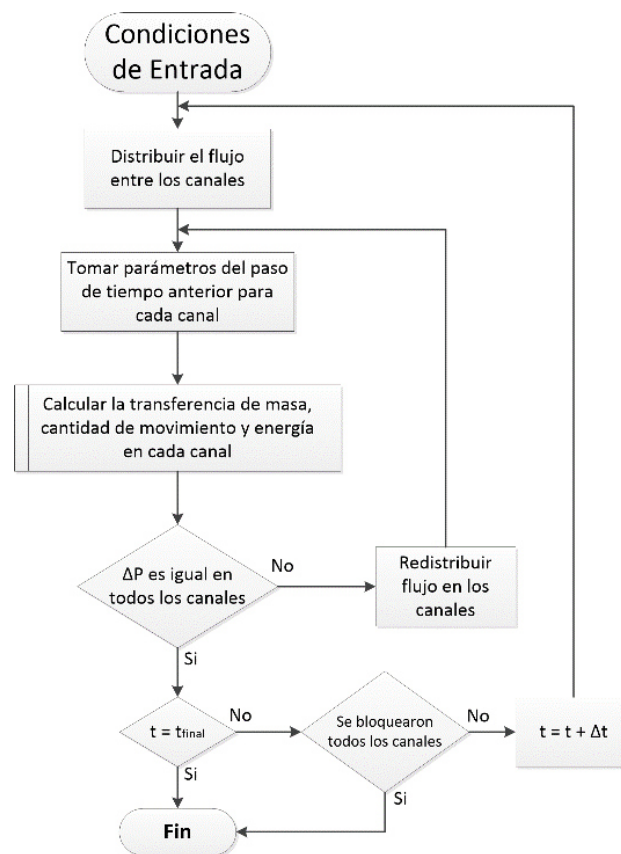


Fig. 3-4. Metodología general de estudio.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS

En este capítulo se presenta la evolución de la formación de escarcha sobre la superficie de transferencia de calor en un evaporador típico del tipo tubo y aletas continuas, utilizados en refrigeradores domésticos. Se presentan las condiciones bajo las cuales se realiza el estudio, el crecimiento local de escarcha para un tiempo de operación y la evaluación de varias geometrías que podrían presentar ventajas en el tiempo de operación bajo un criterio de misma caída de presión.

4.1 Condiciones de operación

La simulación se realiza bajo una consideración de flujo de aire constate de 100 pies cúbicos por minuto (cfm), considerando que existen de manera comercial ventiladores que manejan hasta 160 cfm ($280 \text{ m}^3/\text{h}$) sin carga y soportando una caída de presión máxima de 105 Pa, como se observa en la Fig. 4-1 [47].

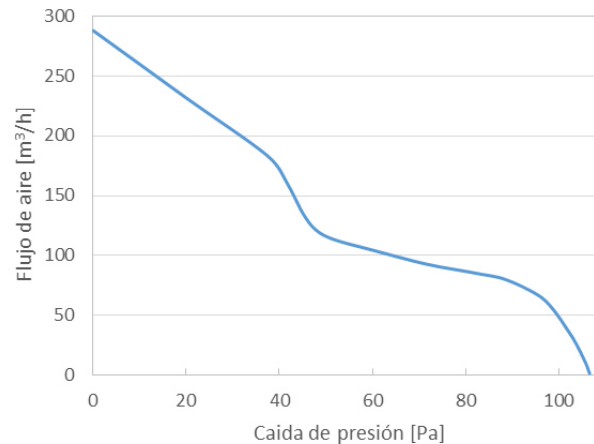


Fig. 4-1. Curva típica de ventilador de refrigeradores domésticos.

Dado que el ventilador se encuentra en la parte central del evaporador, se asume que el flujo se distribuye de manera equitativa para ambos lados del eje de simetría, centrando el estudio en la mitad del evaporador con la mitad del flujo total. La temperatura del aire se asume de 5 °C y una humedad relativa del 90%. Por el lado de los tubos fluye refrigerante, el cual se evapora a lo largo del intercambiador a presión constante a una temperatura de -15 °C. El perfil de temperatura sobre la superficie de la aleta varía según la eficiencia de esta, las condiciones locales de formación de escarcha, velocidad y temperatura del aire, las cuales se determinan en la simulación.

4.2 Geometría

La mayoría de los intercambiadores de calor del tipo tubo y aleta cuentan con arreglos de aleta de tal manera que la distancia entre cada una de estas es la misma. Yang et. Al. [9] propone una separación de aletas diferente cada dos hileras de tubos, lo cual optimiza el desempeño térmico bajo condiciones de formación de escarcha. En este estudio se evalúa el desempeño termohidráulico de geometrías con diferente separación de aleta con la finalidad de buscar un arreglo que permita un mayor tiempo de operación entre ciclos de deshielo.

Debido a que la entrada de cada canal dista del abanico central, se origina una distribución de flujo de aire diferente que impacta en la formación de escarcha. Además de analizar la configuración con separación de aletas homogénea, se proponen: 1) separación de aletas que aumenta a medida que se alejan del abanico (crecientes) teniendo mayor resistencia al flujo en canales cerca del ventilador que en los distantes. 2) separación de aletas que disminuye con la distancia (decreciente), aceptando mayor formación de escarcha en canales centrales y manteniendo constante la relación de restricción al flujo entre el primer y último canal para evitar la redistribución de flujo. 3) aumento del área de transferencia de calor al incrementar número de aletas. 4) aumento del área de transferencia de calor incrementando la longitud de aleta. En los últimos dos casos se permite mayor acumulación de escarcha. En la Fig. 4-2 se muestran las geometrías bajo estudio.

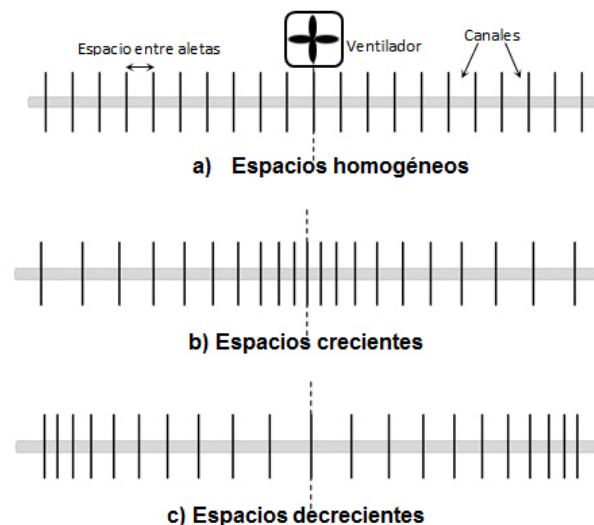


Fig. 4-2. Distribución de espacios de manera simétrica para una misma longitud, de forma a) homogénea, b) creciente y c) decreciente, respecto al eje de simetría (línea punteada).

La geometría bajo estudio consta de un intercambiador de calor tipo tubo y aleta con tubos en arreglo en línea, diámetro exterior de tubo de 8 mm, distancia (entre tubos) transversal y longitudinal de 3 cm y el espesor de aleta es de 0.33 mm. La densidad de aleta es de 97 aletas por metro, por lo que un estudio de 10 aletas,

resulta en una separación de centro a centro de aleta de 10.33 cm. El volumen exterior de evaporador es de 20.6 x 6 x 12 cm, geometría muy similar a la utilizada en evaporadores de refrigeradores domésticos de una capacidad de 10 ft³.

4.3 Análisis de geometría con espacios homogéneos

En esta geometría la distancia entre las aletas es igual. El aire se distribuye entre los canales de tal manera que la caída de presión en la salida del abanico y a su retorno es la misma, por lo que los canales más alejados del ventilador tendrán un flujo de aire menor. Bajo estas circunstancias la transferencia de calor y la formación de escarcha son distintas en cada canal y en cada uno de los instantes de tiempo de la evaluación del equipo durante el ciclo de operación. La formación de escarcha a su vez disminuye el espacio entre aletas y obstruye el paso de la corriente de aire incrementando la caída de presión. En un caso extremo algunos de los canales se bloquean, divergiendo el aire hacia otras zonas (libres) hasta el bloqueo de la mayoría de los canales.

Un análisis de sensibilidad mostró que pasos de tiempo grande llevan a resultados similares en lapsos de tiempo mayores como se observa para los flujos por cada uno de los canales en la Fig. 4-3, por lo que el análisis se lleva a cabo con un paso de tiempo de un segundo. La reducción de flujo se debe a la reducción del canal de flujo por la formación de escarcha la cual es más importante en el canal 1 que en el 10. Es de hacer notar que en el canal central el flujo de aire se mantiene constante para el periodo de operación.

En la Fig. 4-4, se muestra la distribución del flujo másico de aire en los canales inicial (C1), intermedio (C5) y final (C10) para un periodo de operación de 240 min. Por estar más cerca del ventilador, y bajo la distribución homogénea de aletas, el flujo másico en el primer canal es mayor, con una tendencia a disminuir conforme avanza el tiempo. En los primeros 10 minutos, se observa un cambio de tendencia en las curvas de flujo másico debido al cese del crecimiento de escarcha en el primer segmento de los canales iniciales.

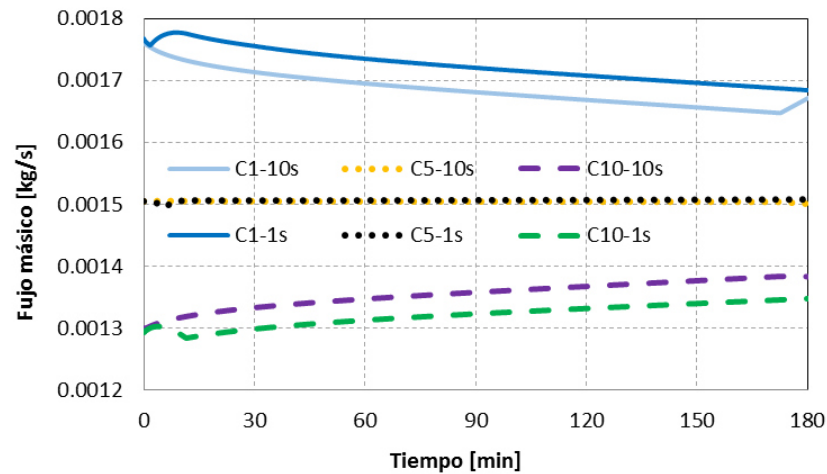


Fig. 4-3. Análisis de sensibilidad para pasos de tiempo de 10 y 1 segundo.

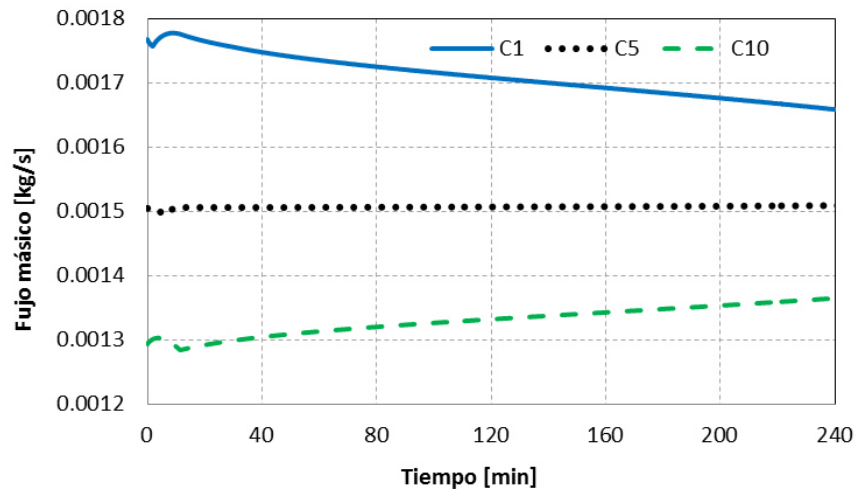


Fig. 4-4. Variación del flujo másico en los canales 1, 5 y 10 en el arreglo homogéneo de aletas para 10 canales.

En la Fig. 4-5 se muestra la relación de bloqueo en diferentes secciones del evaporador para los primeros 10 minutos de operación. En el primer segmento de todos los canales, la reducción de temperatura lleva a una saturación del aire que entra con una temperatura de 5 °C y 90% de humedad relativa. En este segmento la formación de escarcha se desarrolla más rápido en el canal con menor flujo de aire (canal 10). En los segmentos 2, 3 y 4 la transferencia de calor es principalmente utilizada para la formación de escarcha por calor latente. Se observa mayor formación de escarcha en canales con mayor flujo de aire (canal

1). Lo que indica que la deposición de escarcha está dominada por un mecanismo de transporte de masa. Debido a la mala distribución de flujo la relación de bloqueo para 10 minutos de operación, va de un 7% en el segmento 2, canal 1, hasta un 5% en el segmento 4, canal 10.

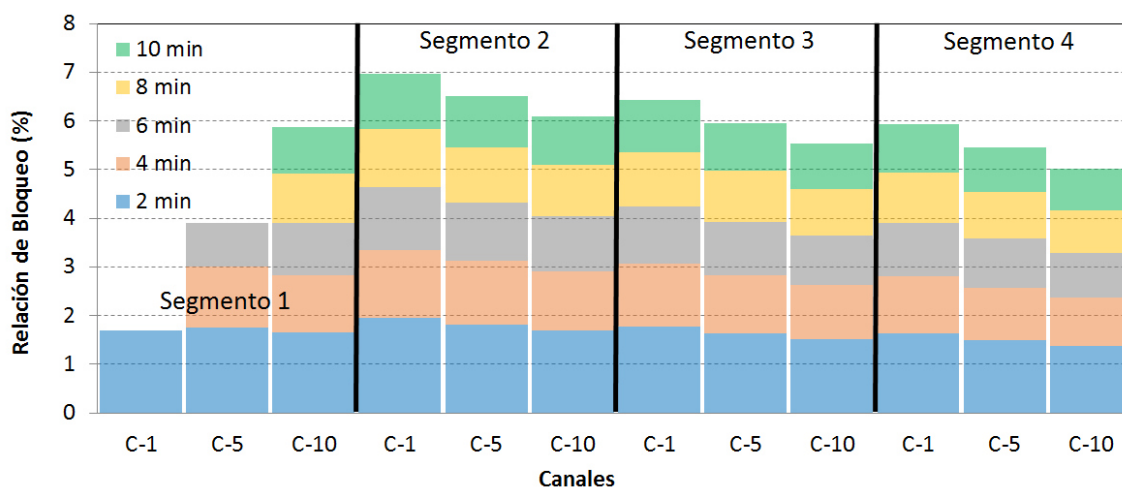


Fig. 4-5. Evolución en los primeros minutos del crecimiento de escarcha respecto al espacio disponible inicial de cada canal, en todos los segmentos de los canales 1, 5 y 10 para el arreglo homogéneo de aletas.

En la Fig. 4-6 se observa la relación de bloqueo para un periodo de operación de 200 min. En el segmento 1, la escarcha acumulada durante los minutos iniciales crea una resistencia térmica tal que la temperatura de superficie no favorece la deposición futura de escarcha. En los segmentos 2, 3 y 4 la escarcha se sigue desarrollando hasta alcanzar una relación de bloqueo para el canal 1 de 65, 63 y 61 % respectivamente. Para el canal 10 en los mismos segmentos la relación de bloqueo es menor, 60, 59 y 57 respectivamente. La zona más comprometida por la formación de escarcha es el segmento 2.

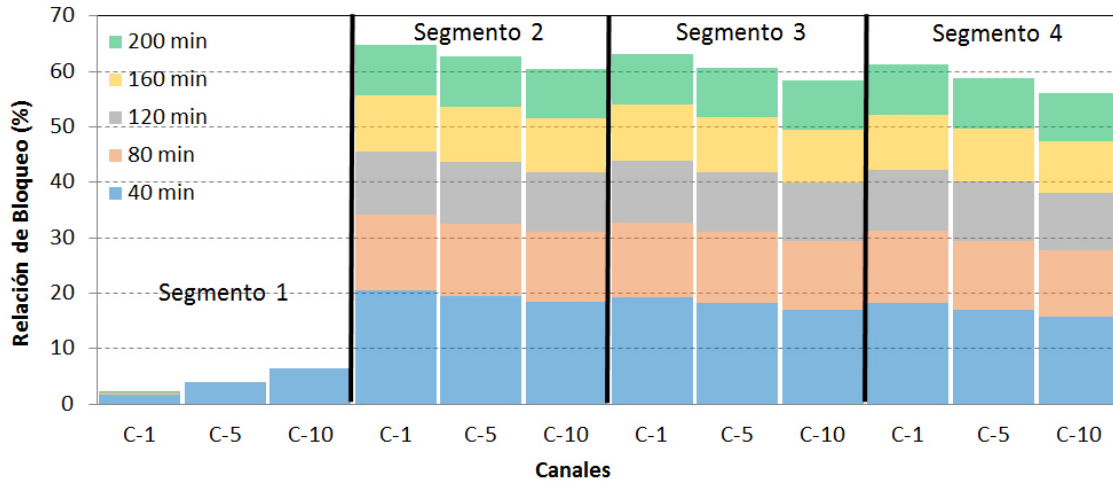


Fig. 4-6. Relación de bloqueo en todos los segmentos de los canales 1,5 y 10 para el arreglo homogéneo de aletas.

Una vez que se satura el aire, el desarrollo de la escarcha tiene una tendencia decreciente. Resultados similares han sido presentados por [17] quien utilizó un modelo matemático y por [7] bajo condiciones particulares mediante el uso de un análisis numérico y experimental. El grosor de la escarcha para el segmento 2 se puede observar en la Fig. 4-7.

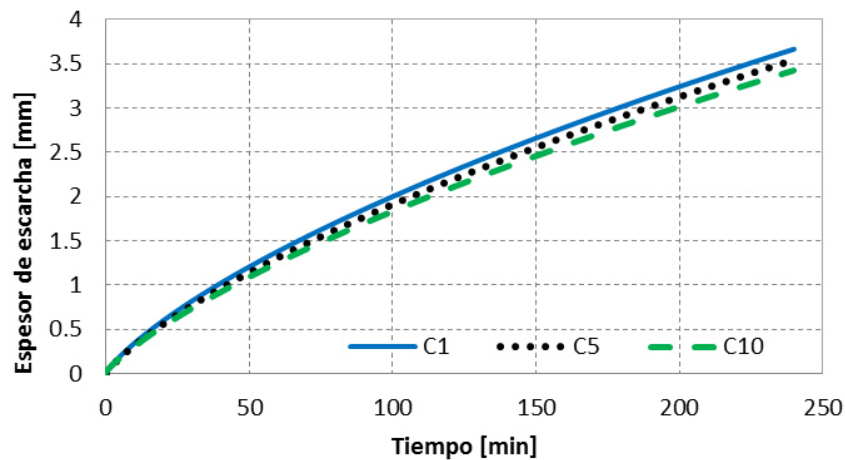


Fig. 4-7. Grosor de la escarcha para el segmento 2 en los diferentes canales para geometría de aletas homogénea.

Aunque el crecimiento de escarcha es heterogéneo, el flujo de aire se distribuye de manera que la caída de presión es la misma en los diferentes canales. La Fig. 4-8 muestra el aumento en la caída de presión conforme transcurre el tiempo.

Utilizando la curva de ventiladores mostrada en la Fig. 4-1 se observa que a medida que aumenta la caída de presión habrá un descenso en el flujo de aire, lo cual a su vez traerá un efecto en la formación de escarcha. Aunque en una sección posterior se analiza la disminución de flujo, este efecto no es estudiado de manera dinámica. Para una caída de 100 Pa, se observa un tiempo de operación de 75 minutos, que corresponde a una relación de bloqueo de 35%.

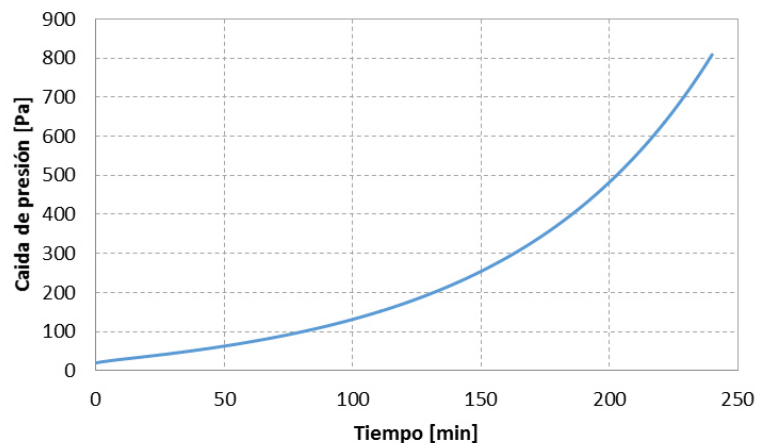


Fig. 4-8. Caída de presión contra tiempo para el evaporador con espaciamiento de aletas iguales.

La carga térmica de cada canal se ve afectada de manera particular siendo el canal 10 (de menor flujo y menor relación de bloque) el que presenta una menor transferencia de calor como se muestra en la Fig. 4-9. La caída que se presenta al inicio de la operación se debe a la falta de deposición de escarcha sobre el primer segmento, el cual solo alcanza a saturar el aire húmedo por la resistencia adicional de la capa de escarcha ya formada.

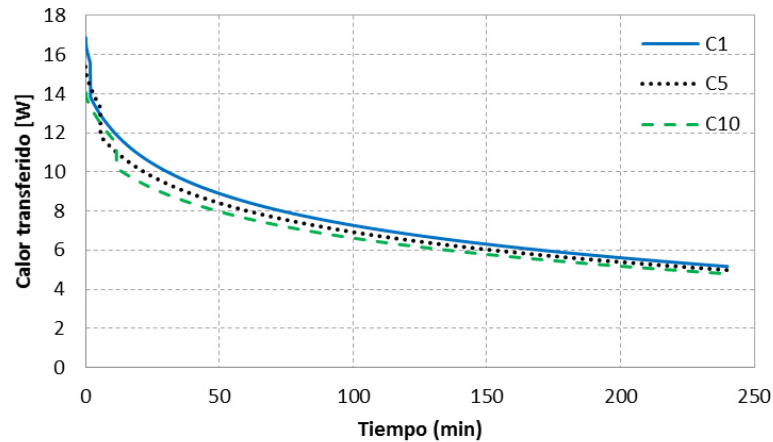


Fig. 4-9. Carga térmica de cada canal para una geometría con separación de aletas homogénea.

La temperatura a la salida de cada canal depende de la transferencia de calor que se lleva a cabo en el mismo. En la Fig. 4-10 se muestra el desarrollo de la temperatura de salida para un periodo de 4 horas en los canales 1, 5 y 10.

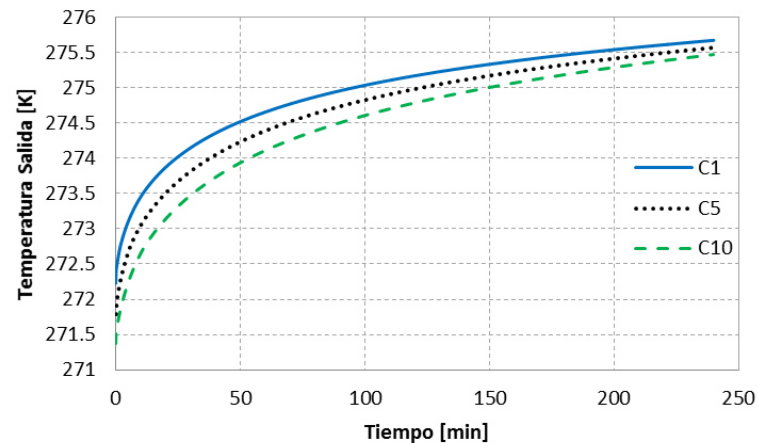


Fig. 4-10. Temperatura de salida de los canales 1, 5 y 10 para una geometría con separación de aleta homogénea.

La carga térmica total del evaporador dada por la suma de la transferencia de calor en todos los canales también se ve afectada, reduciéndose con el tiempo de la forma como se presenta en la Fig. 4-11. El deterioro en la capacidad térmica es ligeramente mayor durante la formación de la primera capa de escarcha. Situación que se puede justificar por la densificación de la escarcha a tiempos mayores. En

75 min de operación el calor transferido es de 75 W que representa una pérdida del 40% de la capacidad inicial.

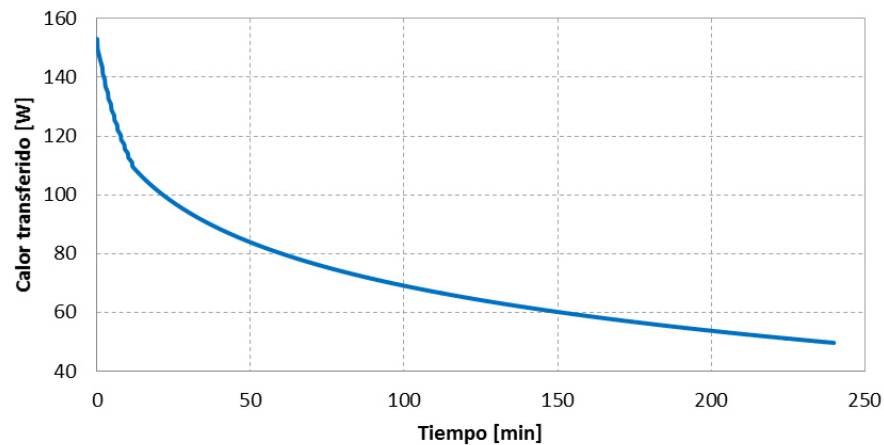


Fig. 4-11. Carga térmica total para una geometría de aletas homogénea en 10 canales.

Ya que se observa que el flujo de aire a través de los canales conduce la formación de escarcha, se plantea en la siguiente sección un arreglo con separación de aletas pequeña en los canales iniciales y creciente hacia la parte más alejada del abanico para lograr una distribución de aire igual en los canales.

4.4 Distribución de aletas creciente

La modificación en el espaciado de cada canal es de tal manera que todos tengan el mismo flujo al inicio cuando el equipo se encuentra libre de escarcha. Para lograrlo, el espacio entre aletas en el canal 1 es pequeña y aumenta hacia los canales más lejanos conforme se muestra en la Tabla 1.

Tabla 1. Distribución de aletas para un flujo inicial igual.

Canal	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Separación de aleta [mm]	9.12	9.40	9.68	9.96	10.23	10.50	10.77	11.04	11.30	11.56

En la Fig. 4-12 se muestra la distribución de flujo en los canales 1, 5 y 10 para un periodo de operación de 240 min. Se observa que en un inicio el flujo másico es

el mismo para todos los canales, sin embargo siguen la misma tendencia de la geometría anterior, el flujo del canal 1 disminuye, mientras que el del canal 10 aumenta. Nuevamente el flujo del canal central permanece constante durante el periodo de operación.

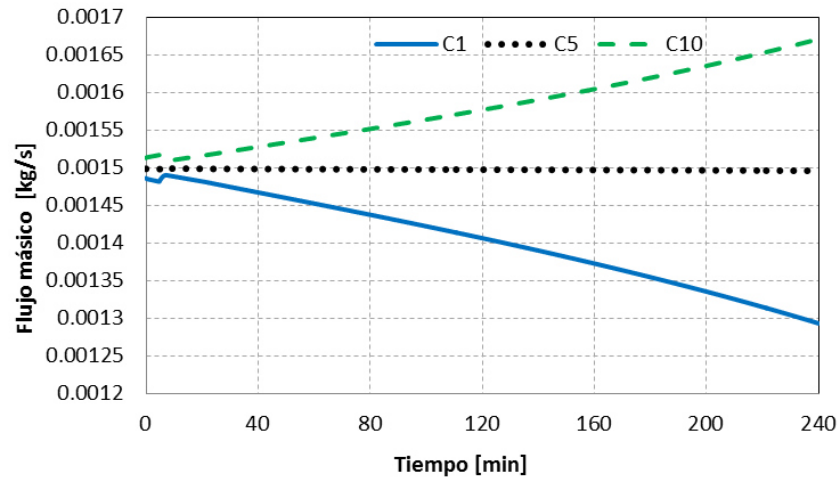


Fig. 4-12. Variación del flujo másico en los canales 1, 5 y 10 en el arreglo creciente de aletas para 10 canales.

En la Fig. 4-13 se muestra la relación de bloqueo para los canales 1, 5 y 10 en los segmentos 1 a 4 (entrada – salida) durante una operación de 200 min. El canal 1 en el segmento 2 muestra nuevamente la mayor relación de bloqueo. En esta geometría el espacio entre aletas que forman este canal es el más pequeño por lo que una cantidad menor de escarcha contribuye a una mayor relación de bloqueo. Se aprecian pequeños incrementos en la capa de escarcha en el segmento 1 del canal 1 para tiempos posteriores a los 40 min, cosa que no sucede en los demás canales mostrados. Estos ligeros incrementos se deben a la disminución del flujo másico, alcanzando un punto en el cual la transferencia de calor en esta sección es suficiente para saturar el aire húmedo y además depositar una cantidad de escarcha. El incremento del espesor de escarcha disminuye la transferencia de calor y nuevamente en otro instante de tiempo se repite la situación anterior.

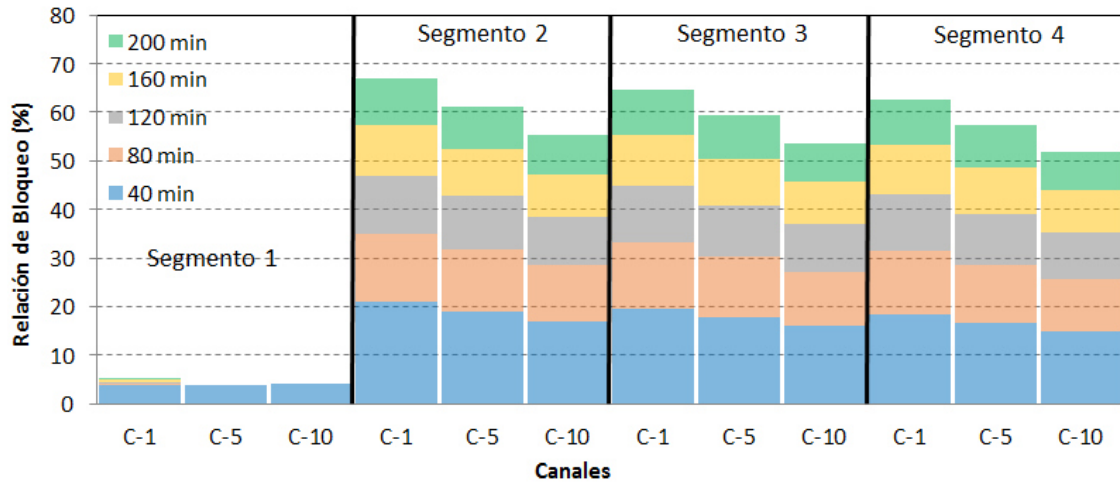


Fig. 4-13. Evolución del crecimiento de escarcha respecto al espacio disponible inicial de cada canal, en todos los segmentos de los canales 1, 5 y 10 para el arreglo creciente de aletas.

Aunque la relación de bloqueo es menor en el canal 10, el grosor de la escarcha es mayor. En la Fig. 4-14 se presenta el desarrollo de la escarcha para 240 min de operación en el segmento 2 para los canales 1, 5 y 10.

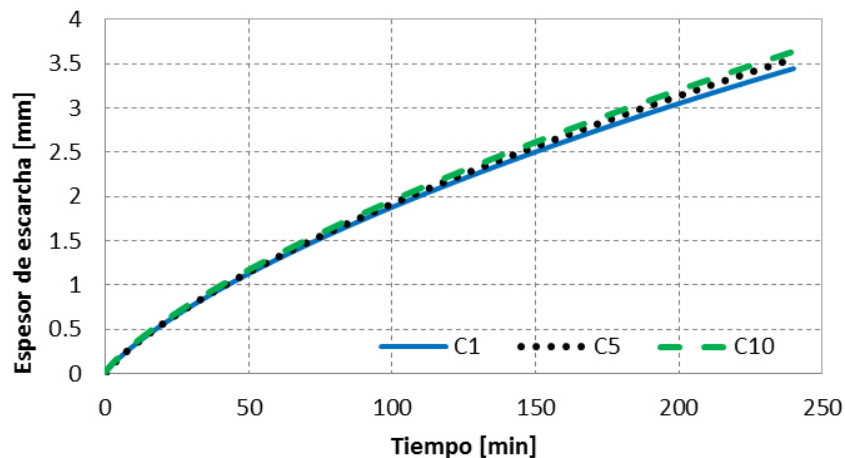


Fig. 4-14. Grosor de escarcha para el segmento 2 en diferentes canales para la geometría de separación de aletas creciente.

La curva de caída de presión muestra una pequeña disminución respecto a la geometría de separación de aletas homogénea, lo cual podría traer beneficios al

lograr una operación con relaciones de bloqueo mayores. En la Fig. 4-15 se muestra la curva de caída de presión comparando con la geometría anterior.

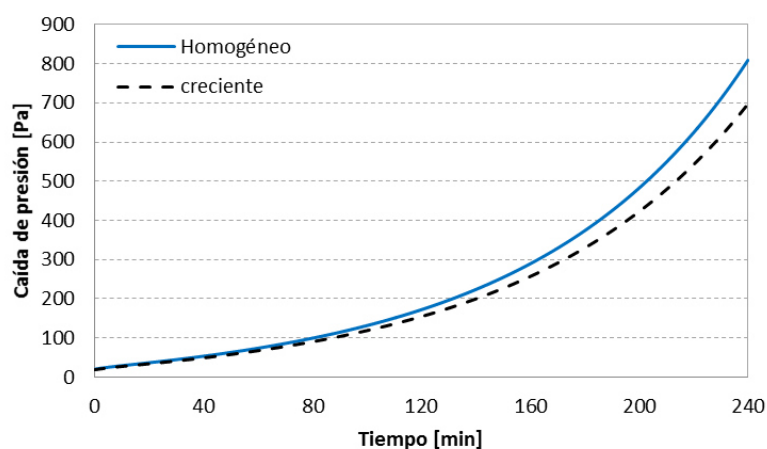


Fig. 4-15. Comparación de la caída de presión de la geometría con separación de aleta homogénea y creciente.

Dado que el área de transferencia de calor es la misma y las propiedades de la capa de escarcha en cada sección son parecidas, no se observa ningún cambio en la curva de transferencia de calor respecto a la geometría anterior. En seguida se realiza un análisis con una separación de aleta en los canales iniciales mayor, permitiendo un mayor crecimiento de escarcha con una menor relación de bloqueo.

4.4.1 Distribución decreciente de aletas

Para esta evaluación, se toman los espacios obtenidos en la distribución creciente pero dispuesta de manera inversa como se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2. Distribución de aletas para un flujo por canal constante.

Canal	C-1	C-2	C-3	C-4	C-5	C-6	C-7	C-8	C-9	C-10
Separación entre aletas [mm]	11.56	11.3	11.04	10.77	10.5	10.23	9.96	9.68	9.4	9.12

A diferencia de las otras geometrías, el flujo por cada canal se mantiene casi constante a lo largo del tiempo de operación como se muestra en la Fig. 4-16. En

esta ocasión, fluye el doble de cantidad de aire húmedo por el primer canal comparado con el último, la diferencia más grande que en los casos anteriores.

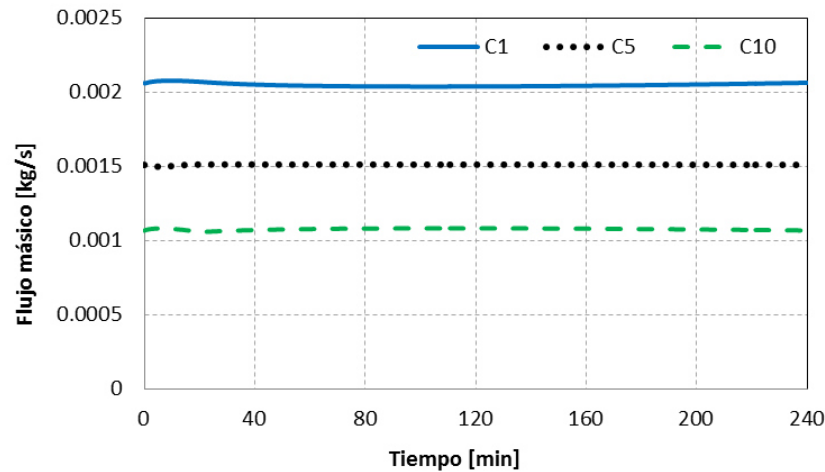


Fig. 4-16. Variación del flujo másico en los canales 1, 5 y 10 en el arreglo decreciente de aletas para 10 canales.

Debido al espacio reducido en los últimos canales, ahora la relación de bloqueo presenta una tendencia contraria a los casos anteriores. Ahora es ligeramente mayor en el canal 10. En la Fig. 4-17 se muestra la relación de bloqueo para un periodo de operación de 200 min. La diferencia máxima en el segmento 2 a los 200 min entre el C-1 y C-10 es de 2.6%. La tendencia entre los segmentos sigue siendo la misma, el segmento 2 es en el que existe mayor deposición de escarcha. Estas condiciones junto con el flujo uniforme permiten la misma relación de bloqueo en todos los canales.

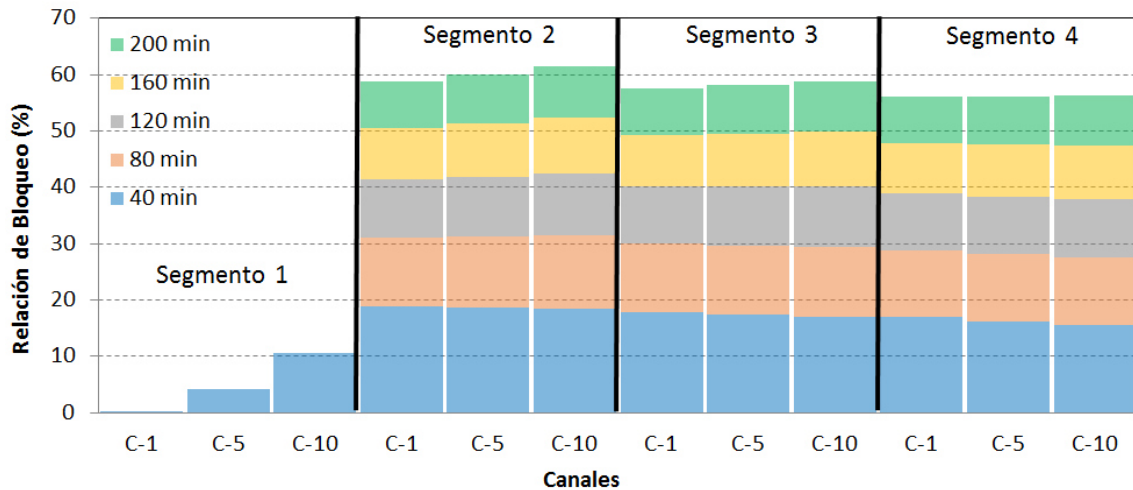


Fig. 4-17. Relación de bloqueo en todos los segmentos de los canales 1,5 y 10 para el arreglo decreciente de aletas.

En esta simulación la caída de presión vuelve a mostrar una ligera disminución comparada con las simulaciones anteriores, para los mismos tiempos de operación como se muestra en la Fig. 4-18.

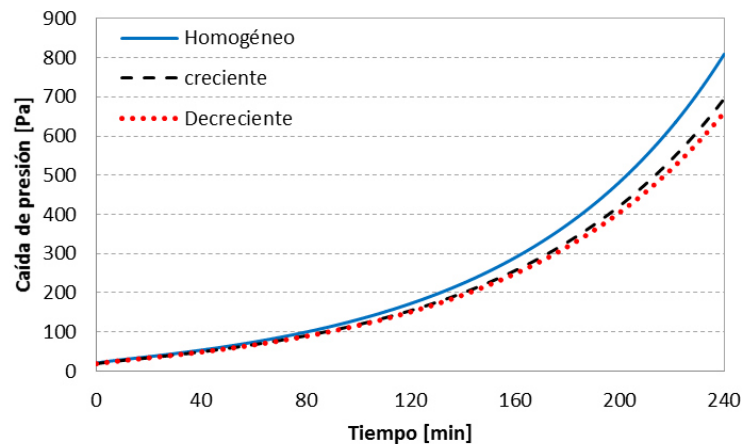


Fig. 4-18. Caída de presión para las geometrías de separación de aleta homogénea, creciente y decreciente.

4.5 Efecto del área de transferencia

Un aumento en el área de transferencia permite además de una mayor transferencia de calor un espacio superficial donde alojar una cantidad de

escarcha. Por lo que la evaluación de éste parámetro podría permitir una prolongación en el tiempo de operación entre periodos de deshielo. El estudio de aumento de área se realiza de varias maneras 1) incrementando el número de aletas en el mismo espacio donde antes se alojaban diez. De esta manera la densidad de aleta aumenta. Se analiza 15 y 20 aletas. 2) aumento de la longitud de aleta de tal manera que el área de transferencia es comparable al área total utilizando 15 aletas.

4.5.1 Área de transferencia aumentada a 15 Canales

Conservando la distancia desde el canal 1 hasta el 10 de la geometría anterior de 10.33 cm, el espacio entre aletas para una distribución homogénea con 15 canales se reduce a 6.55 mm. Por un lado se reduce el espacio entre aletas y por el otro se aumenta el área de transferencia, impactando en diferente medida el rendimiento térmico e hidráulico junto con el criterio del tiempo adecuado de operación. En la Fig. 4-19, se muestra la distribución de flujo másico de aire en los canales 1, 7 y 15. Al ser más canales, el flujo a través de cada uno de ellos disminuye respecto al arreglo de 10 canales.

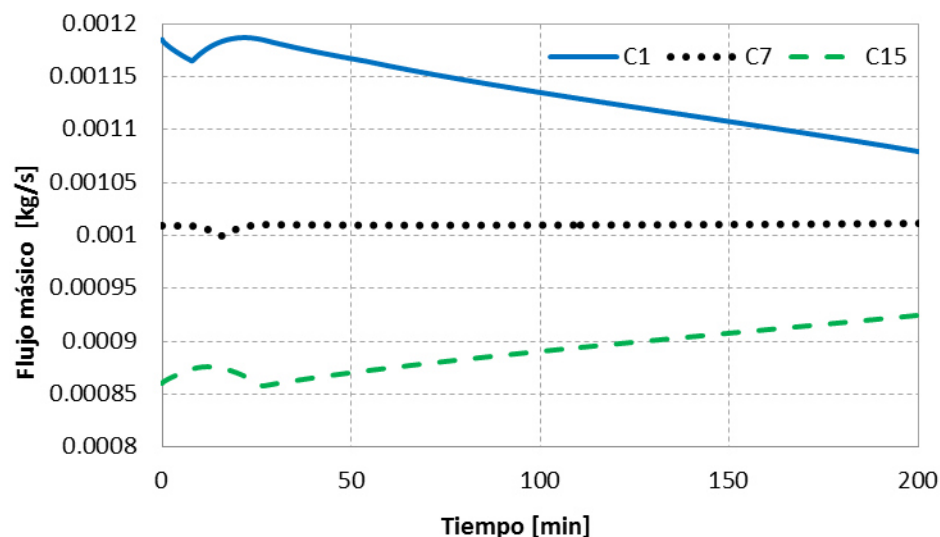


Fig. 4-19. Variación del flujo másico en los canales 1, 7 y 15 en el arreglo homogéneo de aletas para 15 canales.

La relación de bloqueo a los 200 min pasa de un máximo de 65% con 10 canales en el canal 1, segmento 2, a un 80% con 15 canales en la misma zona. La tendencia es igual que su contraparte de 10 canales, el canal 1 es el de mayor relación de bloqueo en todos los segmentos. En un mismo canal, la mayor acumulación de escarcha ocurre en el segmento 2, visto en la Fig. 4-20.

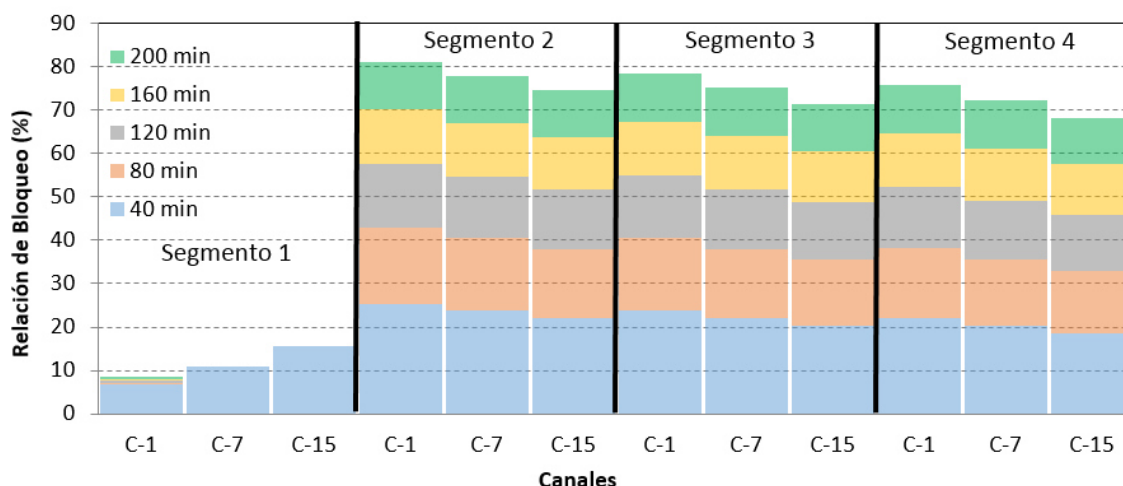


Fig. 4-20. Relación de bloqueo en todos los segmentos para los canales 1, 7 y 15 para separación de 16 aletas homogénea.

4.5.2 Arreglo de 20 Canales

Aumentando aún más el área de transferencia hasta una densidad de aleta dentro del rango utilizado en los evaporadores de refrigeradores domésticos y conservando la distancia total del evaporador de 10.33 cm. Este junto con el arreglo de 10 canales es la forma en que se encuentra el equipo tomado de referencia, de un extremo cuenta con una densidad de aleta mientras del otro es el doble. La separación entre aletas para una distribución homogénea pasa a ser de 4.83 mm.

Inicialmente los flujos son la mitad del caso de 10 canales tomando como referencia el primer, medio y último canal del equipo. El cambio de tendencia por el escalón se amplía y retrasa a un tiempo mayor por la disminución de flujo por

canal, permitiendo en el primer segmento seguirse depositándose escarcha y aumentar el espesor de la capa por más tiempo como se muestra en la Fig. 4-21.

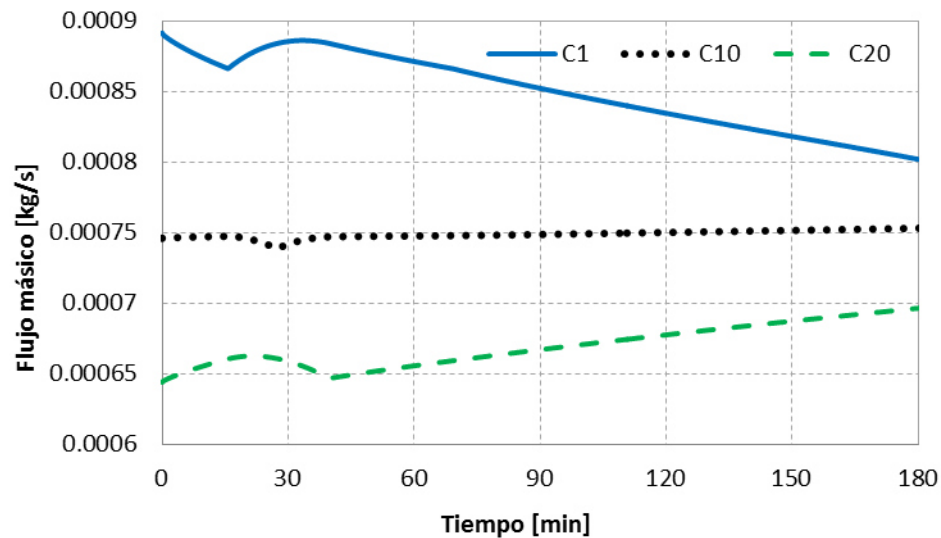


Fig. 4-21. Variación del flujo másico en los canales 1, 10 y 20 en el arreglo homogéneo de aletas para 20 canales.

El tiempo de operación se recorta por el alto valor en el bloqueo de los canales. Este se disminuye 25 minutos para llegar a una relación de bloqueo igual (80%) al caso de 15 canales, y con el arreglo de 10 canales no se llega a ese valor en las 4 horas de simulación.

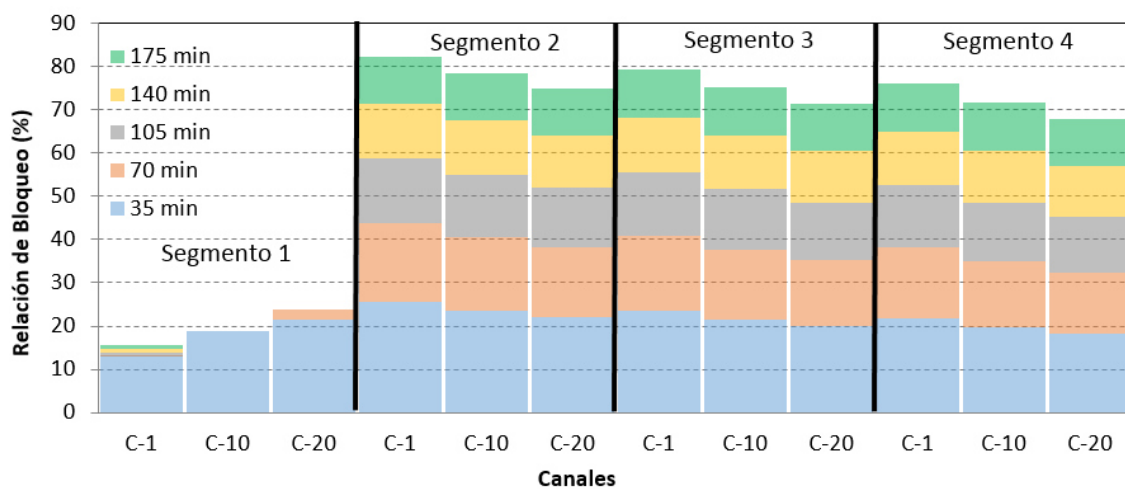


Fig. 4-22. Relación de bloqueo en todos los segmentos para los canales 1, 10 y 20 para una separación homogénea de 20 aletas.

4.5.3 Aleta extendida

Otra manera de aumentar el área de transferencia de calor es mediante el aumento de la longitud de aleta. En este caso una aleta de mayor longitud origina un perfil de temperatura diferente sobre su superficie. Se considera una longitud de aleta de 3.64×3.64 cm, que corresponde a la misma área de transferencia de calor que la geometría de 15 canales. El comportamiento y valores del flujo son los mismos al caso con menos área de transferencia.

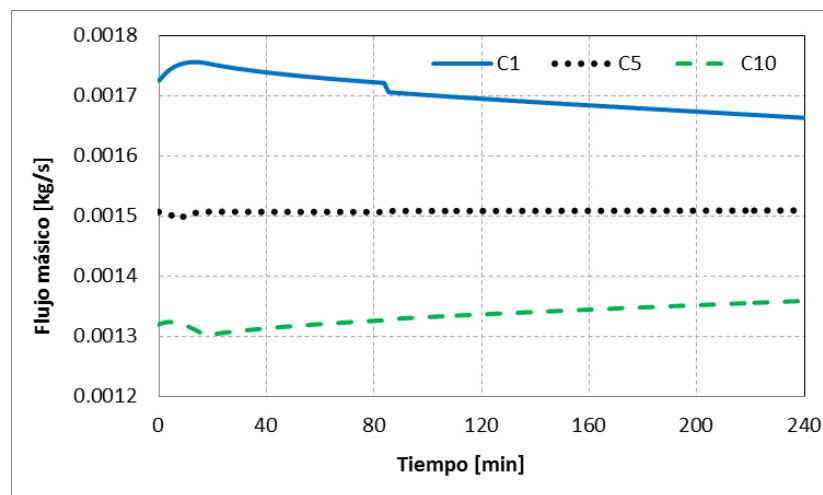


Fig. 4-23. Variación del flujo másico en los canales 1, 5 y 10 en el arreglo homogéneo de aletas para 10 canales extendidos.

La relación de bloqueo se muestra en la Fig. 4-24. Las características son muy semejantes a las presentadas por su igual de 10 canales original, con la diferencia que el crecimiento de escarcha es más lento. Viéndolo en un tiempo prolongado de operación, a los 200 min difiere un 13% la relación de bloqueo entre estos dos, siendo menor el valor para el caso de aleta extendida.

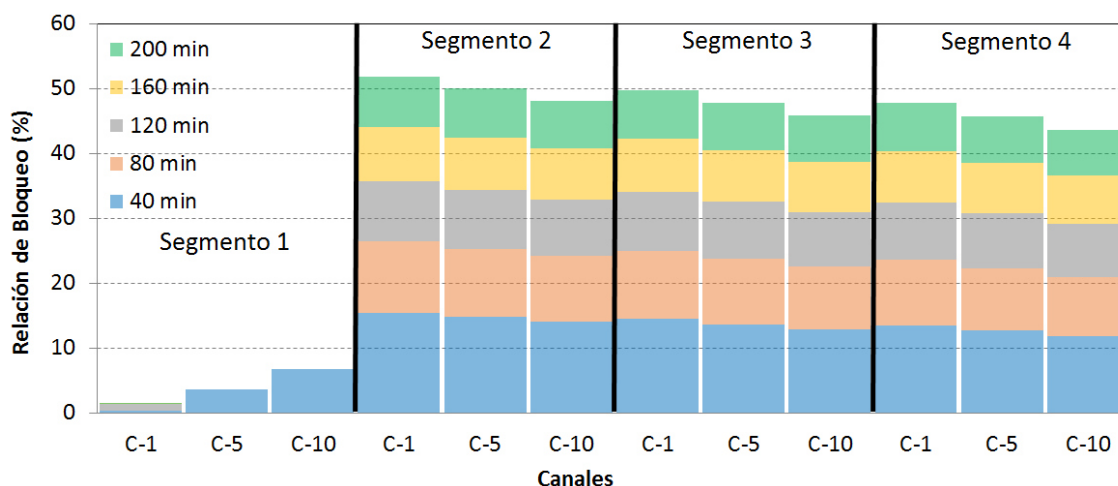


Fig. 4-24. Relación de bloqueo para longitud de aleta extendida con una distribución homogénea de 10 canales.

Se aprecia una tendencia distinta entre la geometría de 15 canales y la de 10 con aletas extendidas. Como se tiene un espacio más reducido, una eficiencia de aleta mayor por tener aletas más cortas y un área menor donde distribuir la escarcha, la caída de presión crece en mayor medida para el caso de 15 canales. Observando el aumento en la relación de bloqueo en ambos, a los 200 min la geometría de 15 aletas cuentan con un máximo de 80%, mientras la de 10 canales con aletas extendidas solo un 50%.

Tomando en cuenta restricciones operacionales, cuando la caída de presión es de 100 pascales, a los 52 min se detendría el caso de 15 canales, y para el otro a los 182 min como se muestra en la Fig. 4-25.

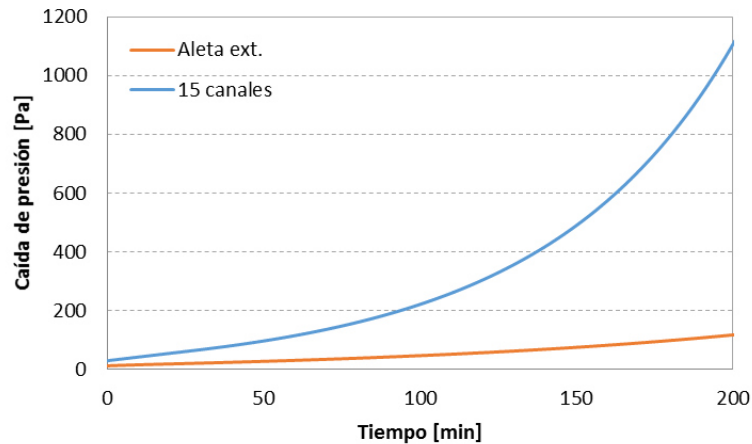


Fig. 4-25. Caída de presión para las geometrías de 10 canales extendidos y 15 canales.

La transferencia de calor es claramente mayor en la geometría de 15 canales. La transferencia de calor promueve una mayor deposición de escarcha, aumentando la resistencia térmica. A los 80 minutos de operación, el calor transferido en ambas geometrías es igual como se muestra en la Fig. 4-26. Después de esto, la pendiente decreciente sigue siendo más pronunciada en los 15 canales hasta transferir menor cantidad de calor comparado con el otro caso.

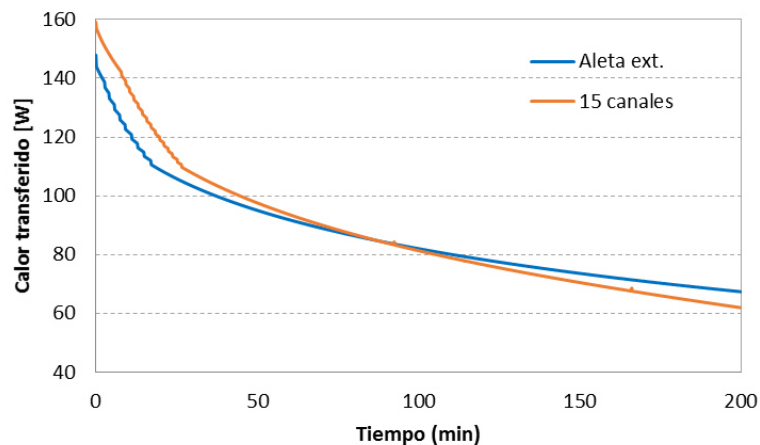


Fig. 4-26. Transferencia de calor para las geometrías de 10 canales extendidos y 15 canales.

4.5.4 Distribución de aletas creciente para 15 y 20 canales

En esta sección se analiza el efecto de incrementar la densidad de aleta para lograr 15 y 20 canales en donde antes se tenían únicamente 10 bajo una distribución de aletas creciente, como se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. Tamaño de canal para una distribución creciente para 10, 15 y 20 canales.

Geometría [mm]				Geometría [mm]		
Canal	10 canales	15 canales	20 canales	Canal	15 canales	20 canales
C-1	9.12	5.78	4.26	C-11	6.88	4.87
C-2	9.4	5.9	4.32	C-12	6.99	4.93
C-3	9.68	6.01	4.39	C-13	7.09	4.98
C-4	9.96	6.12	4.45	C-14	7.19	5.04
C-5	10.23	6.23	4.51	C-15	7.3	5.1
C-6	10.5	6.34	4.57	C-16		5.15
C-7	10.77	6.45	4.63	C-17		5.21
C-8	11.04	6.56	4.69	C-18		5.27
C-9	11.3	6.67	4.75	C-19		5.32
C-10	11.56	6.78	4.81	C-20		5.38

En estas geometrías se busca que el flujo inicial para todos los canales sea el mismo, como se observa en la Fig. 4-27 para la geometría de 15 y 20 canales. El comportamiento es similar en ambos casos pero los flujos alcanzados en el canal inicial, medio y final del arreglo de 20 canales es menor por dividir en mayores partes el flujo total.

Al igual que en la geometría de 10 canales, en la de 15 y 20 se observa que el canal más alejado tiende a incrementar su flujo, mientras que el más cercano a disminuirlo conforme se acumula la escarcha. Se observa un fenómeno de tipo escalón que ocurre a diferentes tiempos, originado por el cese en la deposición de escarcha en el primer segmento del canal 1 y sucesivamente los demás hasta el último canal.

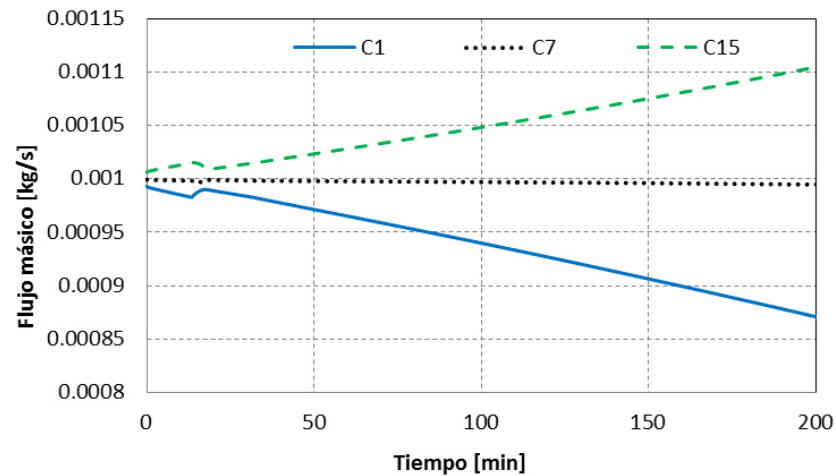


Fig. 4-27. Variación del flujo másico en los canales inicial, medio y final en el arreglo creciente de aletas para 15 canales.

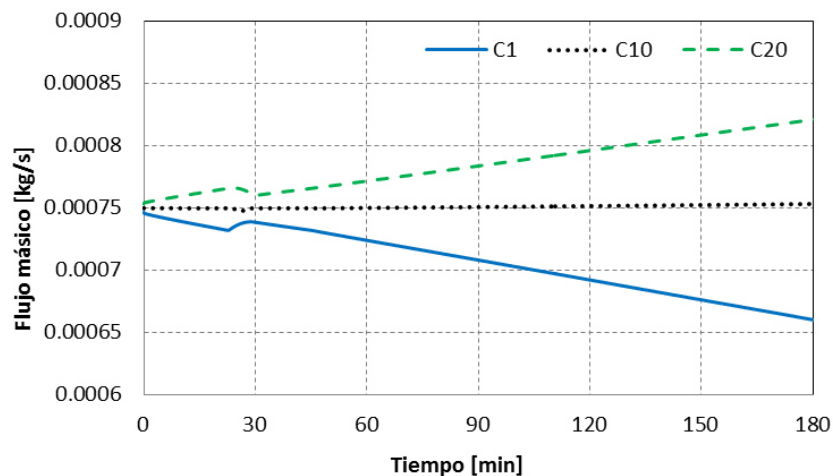


Fig. 4-28. Variación del flujo másico en los canales inicial, medio y final en el arreglo creciente de aletas para 20 canales.

Para los 15 canales la relación de bloqueo máxima llega hasta un 82%, 16% más que el caso de 10 canales. Difiere el primer y último canal en 10%, igual a su homónimo de 10.

Como el espacio es menor al agregar más aletas para completar los 20 canales, la relación de bloqueo aumenta, observándose a los 200 min en el segmento 2 del canal 1 un aumento menor al considerado en la capa de escarcha, indicando que el vapor de agua dejó de cambiar de fase sobre esta superficie.

En ambos casos los canales del primer segmento llegan a tener la misma relación de bloqueo pero en los segmentos posteriores se observa un valor mayor para el canal 1 y disminuyendo en los demás hasta una diferencia considerable entre el primer y último canal como se observa en la Fig. 4-29 y Fig. 4-30.

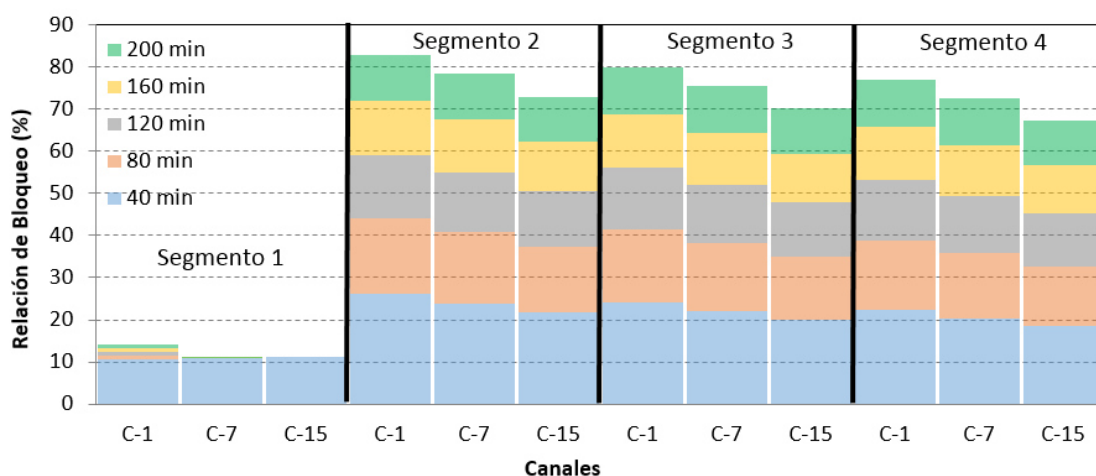


Fig. 4-29. Relación de bloqueo en los canales inicial, medio y final en el arreglo creciente de aletas para 15 canales.

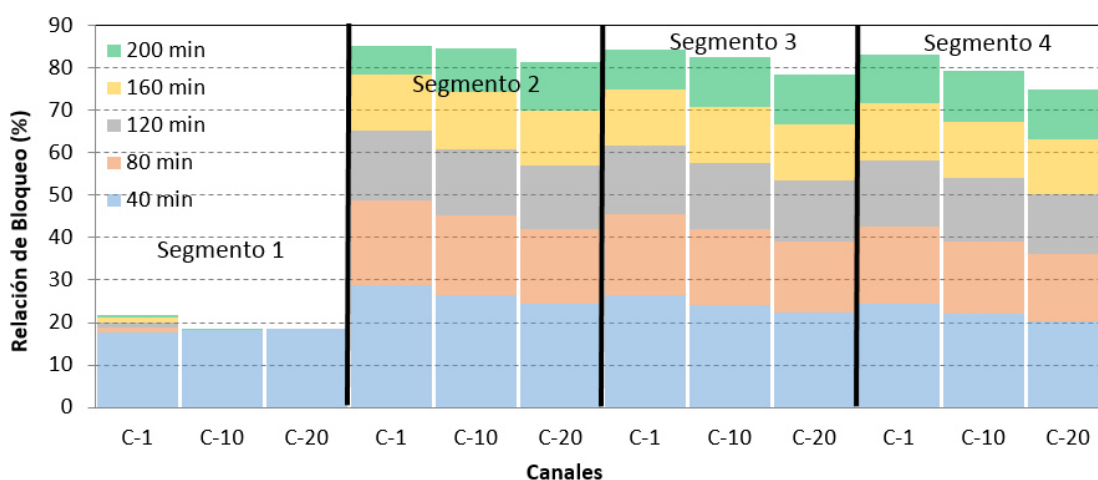


Fig. 4-30. Relación de bloqueo en los canales inicial, medio y final en el arreglo creciente de aletas para 20 canales.

Como el espacio entre aletas es más angosto y el área de transferencia mayor, el arreglo de 20 canales proporciona una caída de presión mayor comparada con el de 15 canales como se observa en la Fig. 4-31.

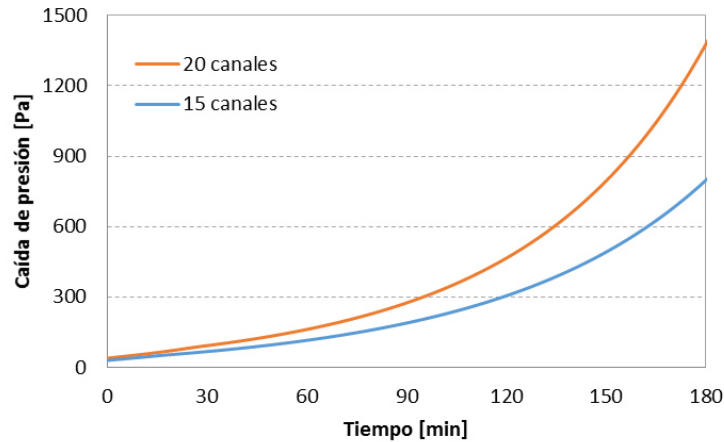


Fig. 4-31. Caída de presión para las geometrías de 15 canales y 20 canales en arreglo de aletas creciente.

El momento en el cual llegan a tener una caída de presión de 100 pascales no difiere tanto como otros casos, llegando a operar como máximo 34 min el caso de 20 canales y 52 min el de 15 canales, teniendo una diferencia de 18 min.

Al inicio cuentan con una transferencia de calor semejante, pues aunque el área de transferencia es mayor en uno, el flujo que circula por canal es menor, dando un coeficiente de transferencia de calor por convección menor. Durante todo el ciclo de operación la transferencia de calor es mayor en el caso de 20 canales como se observa en la Fig. 4-32.

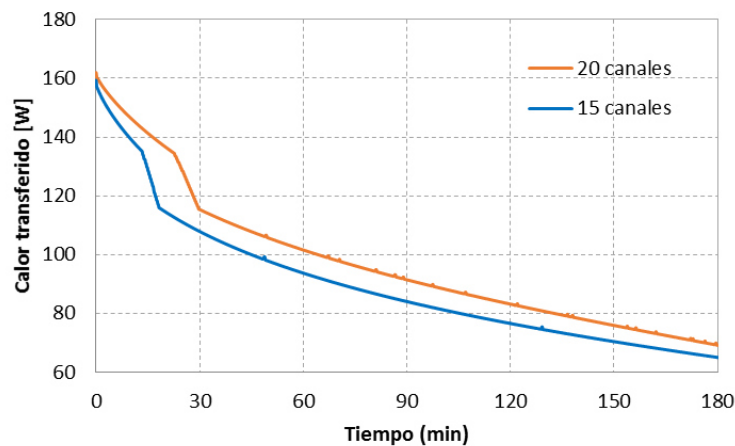


Fig. 4-32. Transferencia de calor en las geometrías de 15 canales y 20 canales en arreglo de aletas creciente.

4.5.5 Distribución de aletas decreciente para 15 y 20 canales

Bajo este escenario se busca que al existir mayor tendencia a la deposición de escarcha en canales próximos, su separación sea mayor de tal manera que permita una operación por mayor tiempo. En la Tabla 4. Espacio de cada canal para los tres casos: decreciente para 10, 15 y 20 canales. se resume la separación entre canales para las geometrías con distribución de aleta decreciente.

Tabla 4. Espacio de cada canal para los tres casos: decreciente para 10, 15 y 20 canales.

Geometría [mm]				Geometría [mm]		
Canal	10 canales	15 canales	20 canales	Canal	15 canales	20 canales
C-1	11.56	7.3	5.38	C-11	6.23	4.81
C-2	11.3	7.19	5.32	C-12	6.12	4.57
C-3	11.04	7.09	5.27	C-13	6.01	4.69
C-4	10.77	6.99	5.21	C-14	5.9	4.63
C-5	10.5	6.88	5.15	C-15	5.78	4.57
C-6	10.23	6.78	5.1	C-16		4.51
C-7	9.96	6.67	5.04	C-17		4.45
C-8	9.68	6.56	4.98	C-18		4.39
C-9	9.4	6.45	4.93	C-19		4.32
C-10	9.12	6.34	4.87	C-20		4.26

La diferencia de flujos entre extremos sigue siendo del doble aunque en magnitudes distintas. Se conservan iguales los flujos aunque con pequeñas variaciones a lo largo del tiempo, variando un 7% entre el inicio y final de operación, como se observa en la Fig. 4-34.

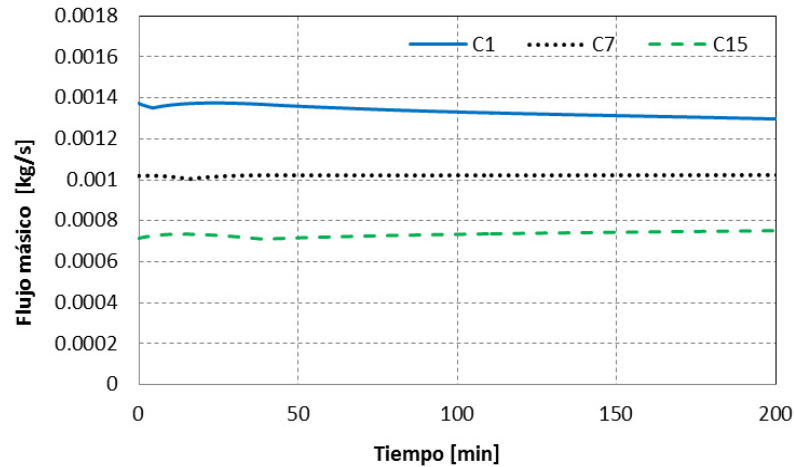


Fig. 4-33. Variación del flujo másico en los canales inicial, central y final con arreglo decreciente de aletas para 15 canales.

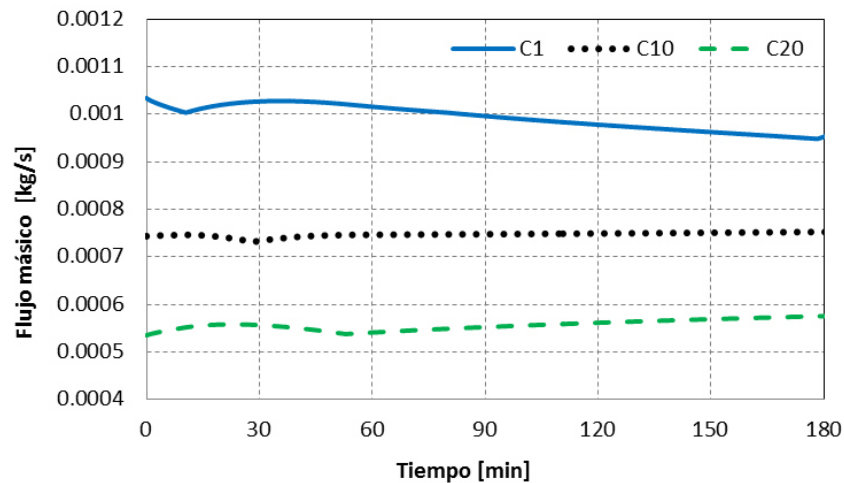


Fig. 4-34. Variación del flujo másico en los canales inicial, central y final con arreglo decreciente de aletas para 20 canales.

Inclusive con el aumentando del número de canales el flujo por canal presenta poca variación con el tiempo. El flujo del canal 1 es el doble del canal 20 al inicio del proceso debido al mayor espacio disponible y menor resistencia al flujo por estar más cerca a la fuente de la corriente de aire.

Un aumento en la cantidad de canales disminuye la cantidad de aire por canal, mientras se aumenta el área de transferencia. El efecto global es una reducción

en el espacio entre aletas aumentando la relación de bloqueo en relación a la geometría con 10 canales, como se observa en la Fig. 4-36.

Se acrecienta la tendencia de la mayoría de los casos en la cual el primer canal supera a los demás en la relación de bloqueo. Esto no se ve en la situación de 10 canales, presentando una tendencia contraria al estar más bloqueado el último canal e ir disminuyéndose hacia el eje de simetría. Agregando las 5 aletas para hacer 15 canales hace a los canales bloquearse casi de manera igual con un poco de superioridad en el primer canal, reflejado en la Fig. 4-35. Ya con 20 canales se incrementa más esa diferencia, visto en la Fig. 4-36, al irse disminuyendo todavía más el espacio del canal y tener un flujo suficiente para depositar gran cantidad de escarcha.

El patrón de crecimiento se invierte en comparación con el modelo de 10 canales, acabando con un valor mayor el canal 1 y menor el final. También perdiéndose el crecimiento uniforme por segmento en la relación de bloqueo.

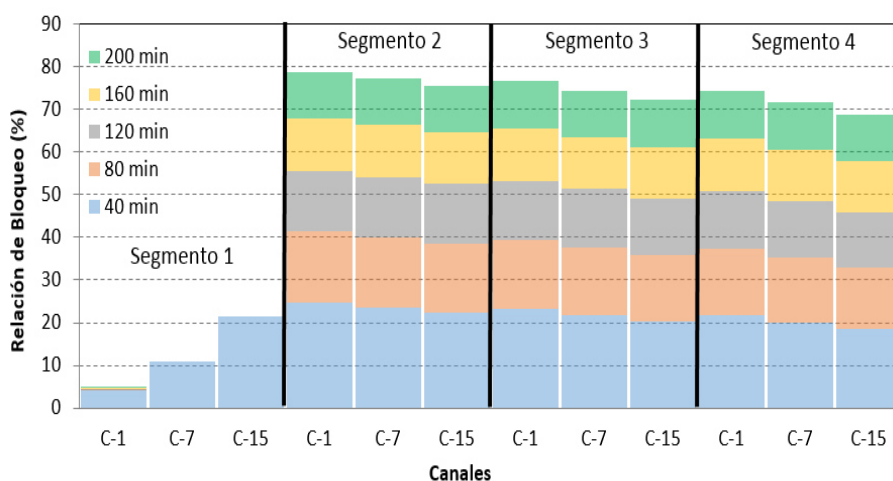


Fig. 4-35. Relación de bloqueo en los canales inicial, medio y final en el arreglo decreciente de aletas para 15 canales.

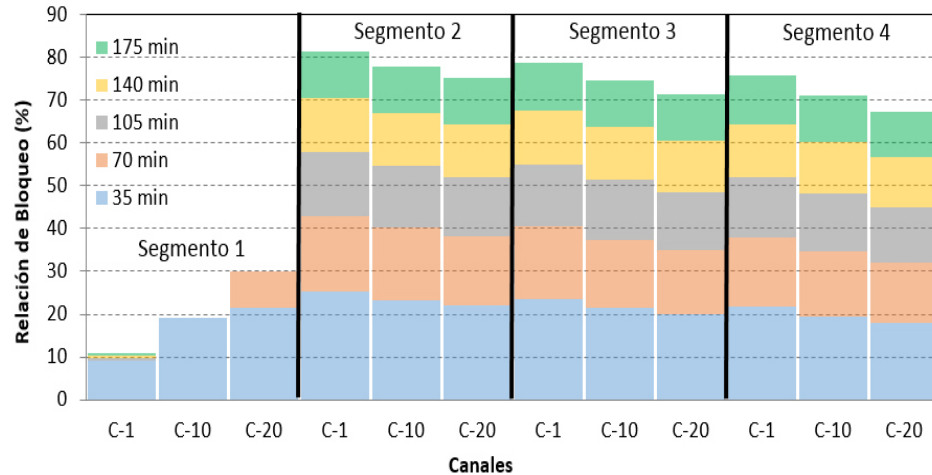


Fig. 4-36. Relación de bloqueo en los canales inicial, medio y final en el arreglo decreciente de aletas para 20 canales.

La caída de presión y transferencia de calor se comportan de la misma manera que el caso de distribución creciente, además resultan valores de cada una de las variables anteriores muy cercanos.

La diferencia en la caída de presión es considerablemente alto comparándolo entre las cuatro geometrías a tiempos extendidos como se muestra en la Fig. 4-37. La tendencia del arreglo de 20 canales es la más pronunciada por llegar a obstruirse en menos tiempo, aumentando rápidamente la restricción al flujo. Por otra parte, el arreglo de 10 canales con aletas extendidas es el más bajo por el aumento en la temperatura superficial y el espacio extra para distribuir la escarcha. Se esperaban tendencias parecidas en el caso de los dos arreglos con 10 canales pero la baja relación de bloqueo para el de aletas extendidas resulta en valores menores a los esperados.

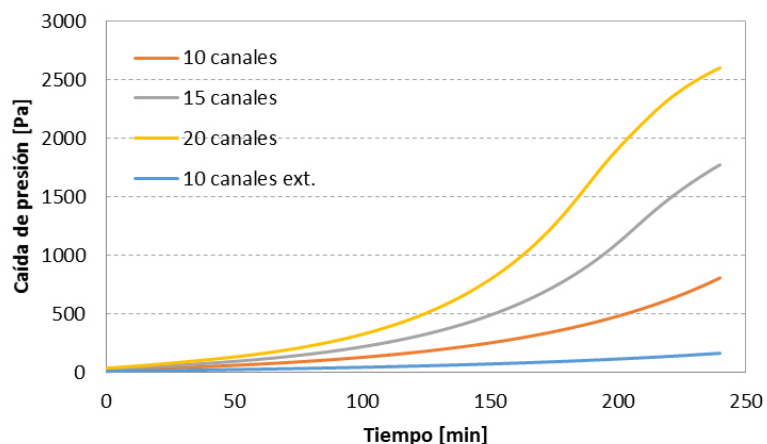


Fig. 4-37. Caída de presión para las geometrías de 10, 15 y 20 canales, y 10 canales extendidos.

El arreglo de 20 canales es el de mayor transferencia de calor al inicio y durante 3 horas de operación como se observa en la Fig. 4-38. El aumentar el área de transferencia no solo ayuda a mejorar la transferencia de calor sino también a emplear esa área para distribuir en menos proporciones el flujo e incrementar más lentamente la resistencia térmica por el incremento de la capa de escarcha.

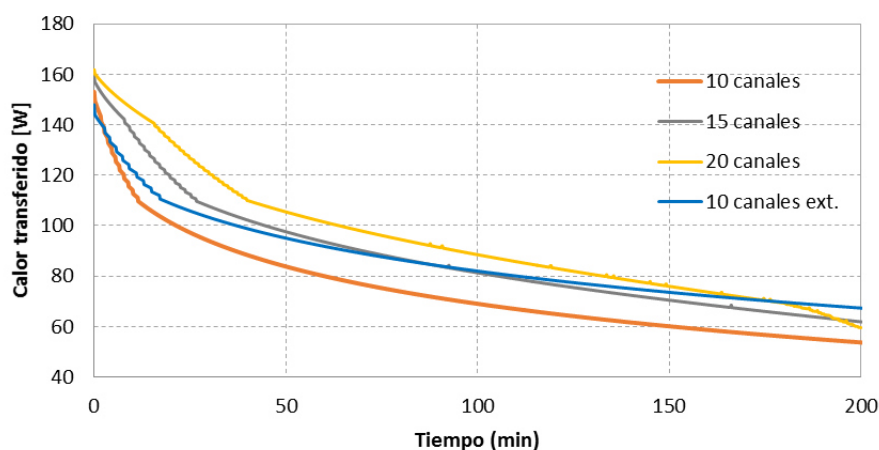


Fig. 4-38. Transferencia de calor para las geometrías de 10, 15 y 20 canales, y 10 canales extendidos.

4.6 Discusión de resultados

La transferencia de calor entre los dos casos anteriores no es muy significativa en comparación a la caída de presión, la cual es el doble a los 200 minutos de operación pasando de 500 a 1000 pascales, mientras la transferencia de calor difiere solo 10 W, pasando de 60 a 50 W, siendo los valores mayores para 15 canales.

Extendiendo las dimensiones de las aletas se tiene una mayor área de transferencia de calor pero se origina una disminución de la eficiencia. Comparando los diseños de 10 canales y 10 canales con aletas extendidas, a un mismo tiempo de operación (200 min), resulta una diferencia en la relación de bloqueo del 13% a favor del diseño con aletas extendidas, alcanzando un 52% de bloqueo en su punto más alto, mientras el equipo de 10 canales original se encuentra 65% bloqueado. Además, la transferencia de calor total es mayor en el caso de las aletas extendidas por estar menos bloqueado y contar con mayor área de transferencia.

Si se buscara operar bajo las especificaciones de un ventilador la simulación se detendría a los 34 minutos, 18 más que el caso de 15 canales y 46 minutos más que el caso de 10 canales.

Existe una diferencia notable en la caída de presión entre el arreglo homogéneo y los demás después de las 2 horas de operación. Llegar a relaciones de bloqueo más altas que los demás y una distribución de flujo desproporcionada con el espacio de cada canal, hacen al arreglo homogéneo el de mayor caída de presión. En cambio, en el caso decreciente se observa un crecimiento de escarcha tal que la relación de bloqueo es casi igual en cada segmento, disminuyendo la resistencia al flujo global por no tener secciones más tapadas que otras.

Un ventilador convencional de un refrigerador domestico soporta como máximo una caída de presión de 100 pascales, condicionando a la geometría de 10

canales original a los 80 minutos de operación, donde el valor de la caída de presión es semejante para los tres arreglos.

La transferencia de calor es prácticamente igual en las tres distribuciones de aleta, al contar con la misma área de transferencia. Varía el calor transferido por canal comparándolo entre los arreglos pero en conjunto el resultado es el mismo. El calor latente es de gran influencia, haciendo ver que la cantidad de masa de agua depositada es la misma distribuida diferente. El efecto de la resistencia adicional por la escarcha es considerable, disminuyendo la transferencia de calor desde 150 W cuando se encuentra limpio el equipo hasta 50 W a las 4 horas de operación.

El aumento en el número de canales en un mismo espacio hace que la caída de presión aumente de manera igual en los tres casos de distribución de aletas. El valor alcanzado a los 200 minutos es el doble comparado con el de 10 canales en el mismo instante de tiempo.

Se sigue transfiriendo la misma cantidad de calor en los tres casos junto con la misma tendencia. Como se aumenta el área de transferencia lo hace también la transferencia de calor, aunque no tan significativamente como el área. Decece la pendiente descendente, permitiendo operar mejor en los primeros minutos.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

Se evaluó el tiempo de operación entre periodos de deshielo para evaporadores de refrigeradores domésticos con diferentes configuraciones de aletas. Se determinó la distribución de flujo de aire en intercambiadores de calor tipo tubo y aleta con áreas de flujo variable. Se calcularon las propiedades físicas y grosor de escarcha bajo condiciones de operación locales en cada uno de los segmentos en que se divide el evaporador. Se analizó el tiempo de operación en el cual el área libre de flujo entre aletas se reduce un porcentaje del área inicial tal, que el rendimiento del equipo se ve altamente comprometido. Se evaluó la transferencia de calor y caída de presión en un evaporador tipo tubo y aleta continua, a medida que crece la escarcha y modifica estos valores. Se identificaron las configuraciones que permitan un mayor tiempo de operación entre ciclos de deshielo mediante simulaciones termohidráulicas.

La distribución de flujo y la redistribución del mismo, a lo largo de la operación, marcan tendencias similares independientemente del número de aletas y solo en los arreglos homogéneo y creciente. El flujo del canal más cercano al ventilador tiende a disminuir, mientras el flujo del canal más alejado aumenta. El canal intermedio permanece con un flujo constante durante el ciclo, con muy pequeñas variaciones para después volver al mismo flujo. En el arreglo decreciente, en ninguna de las geometrías se observa esta tendencia, debido a que en este caso lo que se busca es un flujo uniforme por canal.

Las propiedades físicas como la densidad y conductividad térmica de la escarcha junto con el espesor de la misma sobre la superficie, permiten calcular la resistencia térmica adicional que se desarrolla. En el punto en el cual el espesor de escarcha deja de aumentar, la densidad de la escarcha ronda entre los 290 y 320 Kg/m³. Esto se observa en todos los segmentos de todos los canales en las diferentes geometrías. La conductividad térmica se encuentra en función de la densidad, dando un rango entre los 0.282 hasta los 0.307 W/m K para los valores anteriores de densidad. El espesor de escarcha crece hasta alcanzar una relación de bloqueo superior al 80%, pero nunca llega a bloquear por completo algún canal o segmento.

Analizando los tres tipos de arreglos, homogéneo, creciente y decreciente, se observa una transferencia de calor durante el ciclo de operación casi idéntica para los tres casos. De esta manera podemos elegir de entre cualquiera de los anteriores sin tener alguna mejora adicional. Añadiendo al análisis la caída de presión, el arreglo decreciente es quien cuenta con una tendencia menor a incrementarse con el paso del tiempo. Lo anterior debido a la forma más distribuida de aumentar el espesor de escarcha en cada canal, viendo en la relación de bloqueo un comportamiento más homogéneo entre los canales y entre los segmentos que forman a estos. La diferencia entre el bloqueo máximo a un mismo instante entre el primer y último canal del arreglo de diez canales para el arreglo homogéneo es de 5%, mientras para el arreglo decreciente es de casi el 1%.

Aumentar la densidad de aleta conlleva a un aumento en la transferencia de calor, pero también a un aumento en la caída de presión. El tiempo de operación debe considerar estos dos aspectos, donde las eficiencias térmica e hidráulica no se vean altamente afectadas. Otra manera de aumentar el área de transferencia de calor es incrementando las dimensiones de las aletas, en lugar de incrementar la densidad de aleta. Entre la geometría de 15 canales y la de 10 canales con aletas extendidas, las cuales cuentan con la misma área de transferencia, se distingue

una mayor transferencia de calor para la geometría de mayor número de canales pero también una mayor caída de presión.

Una de las restricciones a las que se ven sometidos estos equipos es la potencia del suministro del flujo de aire. Un ventilador común para esta aplicación soporta una caída de presión de hasta 100 pascales, punto donde dejará de fluir aire. Tomando en cuenta esta especificación entre la geometría de 10, 15 y 20 canales, y 10 canales con aletas extendidas, el tiempo de operación se limita a los 80, 51, 34 y 182 minutos, respectivamente. En ese instante de tiempo la transferencia de calor se reduce un 52%, 39%, 28% y 53%, respectivamente, respecto a la obtenida cuando se encuentra el equipo totalmente libre de escarcha en cada situación.

Como el tiempo de operación de la geometría de 10 canales con aletas extendidas es mayor y la caída en la transferencia de calor lo es también, para su tiempo máximo de operación comparado con los demás, disminuir el tiempo de operación en esta es benéfico para la transferencia de calor y seguir teniendo un ciclo prolongado. Para que la caída en la transferencia de calor llegue a ser como la del más bajo en su tiempo máximo, el de 20 canales, esta geometría deberá operar 24 minutos, con caída de presión de apenas 19.5 pascales. Comparando, el tiempo de operación disminuye junto con la caída de presión, pero el valor de la transferencia de calor es mayor para la geometría de 20 canales.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] CONAE, “¿Qué espacios y qué aparatos consumen más energía en mi casa?,” 2014.
- [2] SENER, “Ventas internas de energía eléctrica,” 2014. [Online]. Available: <http://egob2.energia.gob.mx/portal/electricidad.html>.
- [3] A. Bejan, *Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Inc., 1993.
- [4] D. H. Lee and K. S. Lee, “Frost Formation on a Cold Cylinder Surface in Cross Flow,” *Purdue e-Pubs*, 2004.
- [5] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd ed. CRC Press, 2013.
- [6] A. H. Tarrad, “A Simplified Model for the Prediction of the Thermal Performance for Cross Flow Air Cooled Heat Exchangers with a New Air Side Thermal Correlation,” *J. Eng. Dev.*, vol. 12, no. 3, pp. 88–119, 2008.
- [7] K. Lenic, A. Trp, and B. Frankovic, “Prediction of an effective cooling output of the fin-and-tube heat exchanger under frosting conditions,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 11–12, pp. 2534–2543, Aug. 2009.
- [8] J. Cui, W. Z. Li, Y. Liu, and Y. S. Zhao, “A new model for predicting performance of fin-and-tube heat exchanger under frost condition,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 32, pp. 249–260, 2011.
- [9] D.-K. Yang, K.-S. Lee, and S. Song, “Modeling for predicting frosting behavior of a fin–tube heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 7–8, pp. 1472–1479, Apr. 2006.
- [10] S. K. Padhmanabhan, D. E. Fisher, L. Cremaschi, and E. Moallem,

- "Modeling non-uniform frost growth on a fin-and-tube heat exchanger," *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 8, pp. 2018–2030, Dec. 2011.
- [11] J. Hwang and K. Cho, "Numerical prediction of frost properties and performance of fin-tube heat exchanger with plain fin under frosting," *Int. J. Refrig.*, Jul. 2014.
- [12] K. Lenic, A. Trp, and B. Frankovic, "Transient two-dimensional model of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 1–2, pp. 22–32, 2009.
- [13] Y. Barzanoni, H. B. Tabrizi, O. Noorshams, and H. Eftekhari, "Correlation for frost properties on a cold cylinder surface in cross flow," *Heat Mass Transf.*, pp. 1477–1484, 2012.
- [14] S. Jhee, K. Lee, and W. Kim, "Effect of surface treatments on the frosting / defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger," *Int. J. Refrig.*, vol. 25, pp. 1047–1053, 2002.
- [15] W. Wang, Q. C. Guo, Y. C. Feng, W. P. Lu, X. G. Dong, and J. H. Zhu, "Theoretical study on the critical heat and mass transfer characteristics of a frosting tube," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 54, no. 1, pp. 153–160, May 2013.
- [16] D. Seker, H. Karatas, and N. Egrican, "Frost formation on fin-and-tube heat exchangers . Part I — Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 27, pp. 367–374, 2004.
- [17] J. Cui, W. Z. Li, Y. Liu, and Z. Y. Jiang, "A new time- and space-dependent model for predicting frost formation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 4, pp. 447–457, Mar. 2011.
- [18] B. Na and R. L. Webb, "Mass transfer on and within a frost layer," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 5, pp. 899–911, Feb. 2004.
- [19] Y. Xia, Y. Zhong, P. S. Hrnjak, and A. M. Jacobi, "Frost , defrost , and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin , flat-tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 29, pp. 1066–1079, 2006.

- [20] C. J. L. Hermes, F. R. Loyola, and V. S. Nascimento, "A semi-empirical correlation for the frost density," *Int. J. Refrig.*, 2014.
- [21] K. Kim and K. Lee, "Frosting and defrosting characteristics of a fin according to surface contact angle," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 13–14, pp. 2758–2764, 2011.
- [22] L. Huang, Z. Liu, Y. Liu, and Y. Gou, "Experimental study of frost growth on a horizontal cold surface under forced convection †," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 24, no. 7, pp. 1523–1529, 2010.
- [23] K. Matsumoto, M. Honda, Y. Ito, and D. Shirai, "Study on measurement of frost dimensions / distribution and frost crystals scraping force using scanning probe microscope (investigation on influence of humidity)," *Int. J. Refrig.*, vol. 38, pp. 341–351, 2013.
- [24] H. Lee, J. Shin, S. Ha, B. Choi, and J. Lee, "Frost formation on a plate with different surface hydrophilicity," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, pp. 4881–4893, 2004.
- [25] C. J. L. Hermes, R. O. Piucco, J. R. B. Jr, and C. Melo, "A study of frost growth and densification on flat surfaces," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 33, no. 2, pp. 371–379, 2009.
- [26] A. El Cheikh and A. Jacobi, "A mathematical model for frost growth and densification on flat surfaces," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 77, pp. 604–611, 2014.
- [27] L. I. U. Yaomin, L. I. U. Zhongliang, H. Lingyan, and S. U. N. Junfang, "Fractal model for simulation of frost formation and growth," *Sci. CHINA*, vol. 53, no. 3, pp. 807–812, 2010.
- [28] W. Wang, Q. C. Guo, Y. C. Feng, W. P. Lu, X. G. Dong, and J. H. Zhu, "Theoretical study on the critical heat and mass transfer characteristics of a frosting tube," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 54, pp. 153–160, 2013.
- [29] S. Kim, H. Choi, M. Ha, S. Kim, and S. Bang, "Heat transfer and pressure drop amidst frost layer presence for the full geometry of fin-tube heat exchanger †," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 24, no. 4, pp. 961–969, 2010.

- [30] W. Yan, "Thermofluid characteristics of frosted finned-tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, pp. 3073–3080, 2005.
- [31] S. H. Lee, M. Lee, W. J. Yoon, and Y. Kim, "Frost growth characteristics of spirally-coiled circular fin-tube heat exchangers under frosting conditions," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 64, pp. 1–9, 2013.
- [32] D. Huang, R. Zhao, Y. Liu, and D. Yi, "Effect of fin types of outdoor fan-supplied finned-tube heat exchanger on periodic frosting and defrosting performance of a residential air-source heat pump," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 69, 2014.
- [33] W. Yan, "Performance of finned tube heat exchangers operating under frosting conditions," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, pp. 871–877, 2003.
- [34] T. Gao and J. Gong, "Modeling the airside dynamic behavior of a heat exchanger under frosting conditions †," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 25, no. 10, 2011.
- [35] D. Seker, H. Karatas, and P. D. N. Egrican, "Frost formation on fin- and-tube heat exchangers. Part II—Experimental investigation of frost formation on fin- and- tube heat exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 27, no. 4, pp. 375–377, Jun. 2004.
- [36] K. Lee and W. Kim, "The Effects of Design and Operating Factors on the Frost Growth and Thermal Performance of a Flat Plate Fin-tube Heat Exchanger Under the Frosting Condition," *KSME Int. J.*, vol. 13, no. 12, pp. 973–981.
- [37] M. Amini, A. R. Pishevar, and M. Yaghoubi, "Experimental study of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger by natural convection," *Int. J. Refrig.*, 2014.
- [38] X. Han, W. Fan, M. Qu, J. Chen, and Q. Chen, "Frosting characteristics of fin-tube heat exchanger at temperature range of - 18 to 6 C of a cascade heat pump," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 67, no. 1–2, pp. 131–136, 2014.
- [39] F. T. Knabben and C. J. L. Hermes, "In-situ study of frosting and defrosting processes in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances," *Int. J. Refrig.*, vol. 4, 2011.

- [40] E. Moallem, S. Padhmanabhan, L. Cremaschi, and D. E. Fisher, "Experimental investigation of the surface temperature and water retention effects on the frosting performance of a compact microchannel heat exchanger for heat pump systems," *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 1, pp. 171–186, 2011.
- [41] H. Ye, J. Park, and K. Lee, "Critical operating conditions for prevention of frost formation in fin-tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 76, pp. 279–285, 2014.
- [42] T. B. Reindl, D.T.; Jekel, "Frost On Air-Cooling Evaporators," *ASHRAE*, vol. 51, no. February, pp. 27–33, 2009.
- [43] H. Ye and K. Lee, "Performance prediction of a fin-and-tube heat exchanger considering air-flow reduction due to the frost accumulation," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 67, pp. 225–233, 2013.
- [44] Y. Xia and A. M. Jacobi, "Air-side data interpretation and performance analysis for heat exchangers with simultaneous heat and mass transfer : Wet and frosted surfaces," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, pp. 5089–5102, 2005.
- [45] W. M. Kays and A. L. London, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed. McGraw-Hill, 1984.
- [46] L. S. Ladson, A. D. Waren, A. Jain, and M. Ratner, "DESIGN AND TESTING OF A GENERALIZED REDUCED GRADIENT CODE FOR NONLINEAR PROGRAMMING," 1976.
- [47] D. L. da Silva, C. J. L. Hermes, and C. Melo, "First-principles modeling of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 14–15, pp. 2616–2621, Oct. 2011.

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1-1. Ciclo de refrigeración por compresión visto como a) equipos del ciclo de operación y b) diagrama del ciclo ideal de refrigeración por compresión.	1
Fig. 1-2. Evaporador de refrigerador doméstico.	2
Fig. 1-3. Consumo anual de electricidad (en GWH) en diferentes electrodomésticos dentro del sector doméstico [1].	4
Fig. 1-4. Distribución de energía en los diferentes sectores del país [2].	4
Fig. 2-1. Geometría típica de un intercambiador de calor compacto tipo tubo y aleta.....	14
Fig. 2-2. Segmento de área alrededor de un tubo con aletas planas dependiendo de la distribución de tubos, a) rectangular b) hexangular.	17
Fig. 2-3. Puentes de hidrogeno en uniones de las moléculas de agua.	21
Fig. 2-4. Influencia de cada resistencia térmica en la transferencia de calor en relación con el bloqueo del canal del intercambiador de calor [43].	30
Fig. 3-1. Evaporador del tipo tubo y aletas de un refrigerador doméstico.	37
Fig. 3-2. Alineación del evaporador con el ventilador en un refrigerador doméstico.	40
Fig. 3-3. Seguimiento del flujo de aire segmento a segmento.	42
Fig. 3-4. Metodología general de estudio.	45
Fig. 4-1. Curva típica de ventilador de refrigeradores domésticos.....	47
Fig. 4-2. Distribución de espacios de manera simétrica para una misma longitud, de forma a) homogénea, b) creciente y c) decreciente, respecto al eje de simetría (línea punteada).....	48
Fig. 4-3. Análisis de sensibilidad para pasos de tiempo de 10 y 1 segundo.....	50
Fig. 4-4. Variación del flujo másico en los canales 1, 5 y 10 en el arreglo homogéneo de aletas para 10 canales.....	50

Fig. 4-5. Evolución en los primeros minutos del crecimiento de escarcha respecto al espacio disponible inicial de cada canal, en todos los segmentos de los canales 1,5 y 10 para el arreglo homogéneo de aletas.	51
Fig. 4-6. Relación de bloqueo en todos los segmentos de los canales 1,5 y 10 para el arreglo homogéneo de aletas.	52
Fig. 4-7. Grosor de la escarcha para el segmento 2 en los diferentes canales para geometría de aletas homogénea.	52
Fig. 4-8. Caída de presión contra tiempo para el evaporador con espaciamiento de aletas iguales.	53
Fig. 4-9. Carga térmica de cada canal para una geometría con separación de aletas homogénea.	54
Fig. 4-10. Temperatura de salida de los canales 1, 5 y 10 para una geometría con separación de aleta homogénea.	54
Fig. 4-11. Carga térmica total para una geometría de aletas homogénea en 10 canales.	55
Fig. 4-12. Variación del flujo másico en los canales 1, 5 y 10 en el arreglo creciente de aletas para 10 canales.	56
Fig. 4-13. Evolución del crecimiento de escarcha respecto al espacio disponible inicial de cada canal, en todos los segmentos de los canales 1,5 y 10 para el arreglo creciente de aletas.	57
Fig. 4-14. Grosor de escarcha para el segmento 2 en diferentes canales para la geometría de separación de aletas creciente.	57
Fig. 4-15. Comparación de la caída de presión de la geometría con separación de aleta homogénea y creciente.	58
Fig. 4-16. Variación del flujo másico en los canales 1, 5 y 10 en el arreglo decreciente de aletas para 10 canales.	59
Fig. 4-17. Relación de bloqueo en todos los segmentos de los canales 1,5 y 10 para el arreglo decreciente de aletas.	60
Fig. 4-18. Caída de presión para las geometrías de separación de aleta homogénea, creciente y decreciente.	60

Fig. 4-19. Variación del flujo másico en los canales 1, 7 y 15 en el arreglo homogéneo de aletas para 15 canales.....	61
Fig. 4-20. Relación de bloqueo en todos los segmentos para los canales 1,7 y 15 para separación de 16 aletas homogénea.	62
Fig. 4-21. Variación del flujo másico en los canales 1, 10 y 20 en el arreglo homogéneo de aletas para 20 canales.....	63
Fig. 4-22. Relación de bloqueo en todos los segmentos para los canales 1,10 y 20 para una separación homogénea de 20 aletas.....	63
Fig. 4-23. Variación del flujo másico en los canales 1, 5 y 10 en el arreglo homogéneo de aletas para 10 canales extendidos.	64
Fig. 4-24. Relación de bloqueo para longitud de aleta extendida con una distribución homogénea de 10 canales.	65
Fig. 4-25. Caída de presión para las geometrías de 10 canales extendidos y 15 canales.	66
Fig. 4-26. Transferencia de calor para las geometrías de 10 canales extendidos y 15 canales.	66
Fig. 4-27. Variación del flujo másico en los canales inicial, medio y final en el arreglo creciente de aletas para 15 canales.....	68
Fig. 4-28. Variación del flujo másico en los canales inicial, medio y final en el arreglo creciente de aletas para 20 canales.....	68
Fig. 4-29. Relación de bloqueo en los canales inicial, medio y final en el arreglo creciente de aletas para 15 canales.	69
Fig. 4-30. Relación de bloqueo en los canales inicial, medio y final en el arreglo creciente de aletas para 20 canales.	69
Fig. 4-31. Caída de presión para las geometrías de 15 canales y 20 canales en arreglo de aletas creciente.	70
Fig. 4-32. Transferencia de calor en las geometrías de 15 canales y 20 canales en arreglo de aletas creciente.	70
Fig. 4-33. Variación del flujo másico en los canales inicial, central y final con arreglo decreciente de aletas para 15 canales y 20 canales.....	72

Fig. 4-34. Relación de bloqueo en los canales inicial, medio y final en el arreglo decreciente de aletas para a) 15 canales b) 20 canales.	74
Fig. 4-35. Caída de presión para las geometrías de 10, 15 y 20 canales, y 10 canales extendidos.....	75
Fig. 4-36. Transferencia de calor para las geometrías de 10, 15 y 20 canales, y 10 canales extendidos.....	75